POJAZDY SAMOCHODOWE

# Podstawy budowy silników



Sławomir Luft

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności

# Spis treści

# Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów

$c_p$ — ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu
$c_{śr}$ — średnia prędkość tłoka
$c_V$ — ciepło właściwe przy stałej objętości
$D$ — średnica cylindra
DMP — dolne martwe położenie
$g$ — przyspieszenie ziemskie
GMP — górne martwe położenie
$h$ — wznios iglicy wtryskiwacza
$h_d$ — wysokość okna dolotowego
$h_w$ — wysokość okna wylotowego
$i$ — liczba cylindrów
$k$ — wykładnik izentropy
$l$ — długość korbowodu
LC — liczba cetanowa
LO — liczba oktanowa
$M$ — moment
$m$ — masa; wykładnik politropy
$m_{pow}$ — masa powietrza
$m_{rz}$ — masa rzeczywista zassanego czynnika
$m_{sp}$ — masa spalin
$N$ — moc
$n$ — prędkość obrotowa silnika
$p$ — ciśnienie
$p_e$ — średnie ciśnienie użyteczne (efektywne)
$p_i$ — średnie ciśnienie indykowane
$p_o$ — ciśnienie otoczenia
$p_t$ — średnie ciśnienie teoretyczne
$r$ — promień wykorbienia
$Q_d$ — ciepło dostarczone
$Q_o$ — ciepło odprowadzone
$S$ — skok tłoka
$T$ — temperatura bezwzględna; siła styczna
$T_o$ — temperatura otoczenia
$V$ — objętość
$V_c$ — objętość cylindra

$V_k$ — objętość komory spalania
$V_s$ — objętość skokowa cylindra
$V_{ss}$ — objętość skokowa silnika
$W$ — wartość opałowa
ZI — silnik o zapłonie iskrowym
ZS — silnik o zapłonie samoczynnym
$\alpha$ — kąt obrotu wału korbowego silnika
$\beta$ — stopień przyrostu objętości
$\eta_c$ — sprawność cieplna
$\eta_i$ — sprawność indykowana
$\eta_m$ — sprawność mechaniczna
$\eta_o$ — sprawność ogólna
$\eta_t$ — sprawność teoretyczna obiegu
$\eta_V$ — współczynnik napełnienia cylindra
$\lambda$ — współczynnik nadmiaru powietrza
$\delta$ — nierównomierność biegu silnika
$\varphi$ — kąt obrotu wału rozrządu
$\rho$ — gęstość

# Przedmowa

Silnik, który jest źródłem napędu pojazdów samochodowych, ulega nieustannej modernizacji zarówno w skali mikro — w szczegółach konstrukcyjnych jego zespołów, jak i w skali makro — w założeniach podstaw jego działania.

W skali makro zmiany obserwuje się w ciągu dłuższego czasu. Zbudowanie tłokowej maszyny parowej przyczyniło się do rozwoju pojazdów samochodowych w wieku XIX. Mała sprawność, duża masa oraz niekorzystne cechy stałego paliwa stosowanego do tej maszyny przyczyniły się do powstania nowych rozwiązań. Zbudowano zatem tłokowy silnik spalinowy, który różnił się głównie przeniesieniem procesu spalania do wnętrza cylindra. Układ tłokowo-korbowy zapożyczono z rozwiniętej już konstrukcji silnika parowego. W swojej ponadstuletniej historii tłokowy silnik spalinowy ulegał ciągłym modernizacjom w skali mikro. Jak długo jeszcze? Pojawiają się bowiem nowe koncepcje w skali makro zastępowania silnika spalinowego silnikiem elektrycznym o lepszej do celów trakcyjnych charakterystyce. Jako źródło energii w dalszym ciągu jest stosowane paliwo ciekłe, które w ogniwie paliwowym na drodze chemicznej jest przetwarzane na energię elektryczną służącą do napędu wspomnianego silnika elektrycznego.

Jednoznaczne prognozy dotyczące rozwoju silników są chyba niemożliwe do sformułowania, zmieniają się bowiem przyczyny wywołujące konieczność przeobrażeń silnika pojazdu samochodowego. Siłą sprawczą wynalezienia maszyny parowej była najprawdopodobniej chęć uniezależnienia się człowieka od trudów utrzymania i niesubordynacji zwierzęcia pociągowego wykorzystywanego w pojeździe zaprzęgowym. Wprowadzenie tłokowego silnika spalinowego wynikało już z przemyśleń dotyczących sprawności, a zatem kosztów eksploatacji pojazdu oraz prostoty jego obsługi.

Rozwój tłokowego silnika spalinowego jest obecnie determinowany głównie jego wpływem na otoczenie człowieka. Czy nowe wyzwania wpłyną na wyeliminowanie tłokowego silnika spalinowego jako źródła napędu pojazdów samochodowych? Obecnie króluje on w tej dziedzinie zastosowań niepodzielnie. Wydaje się, że i w najbliższych dziesięcioleciach będzie dominujący.

Niniejszy podręcznik jest poświęcony zatem temu rodzajowi napędu. Przeznaczony jest dla studentów wyższych uczelni studiujących na kierunkach związanych z pojazdami samochodowymi i silnikami spalinowymi. W części pierwszej przybliża podstawowe zagadnienia związane z teorią konstrukcji tłokowego silnika spalinowego, w części drugiej przedstawia budowę głównych zespołów tłokowych silników spalinowych. Czytelnik znajdzie w niej krótki rys historyczny rozwiązań poszczególnych zespołów. Zamysł autora jest bowiem taki, by na przykładach zmieniającej się konstrukcji omawianego zespołu wyjaśnić przyczyny wprowadzanych zmian oraz uzasadnić korzyści z nich wynikające. Poszczególne rozwiązania przedstawiono wykorzystując bogaty materiał ilustracyjny w postaci rysunków, schematów objaśniających zasady działania i podstawowych charakterystyk.

CZĘŚĆ I

# Teoria

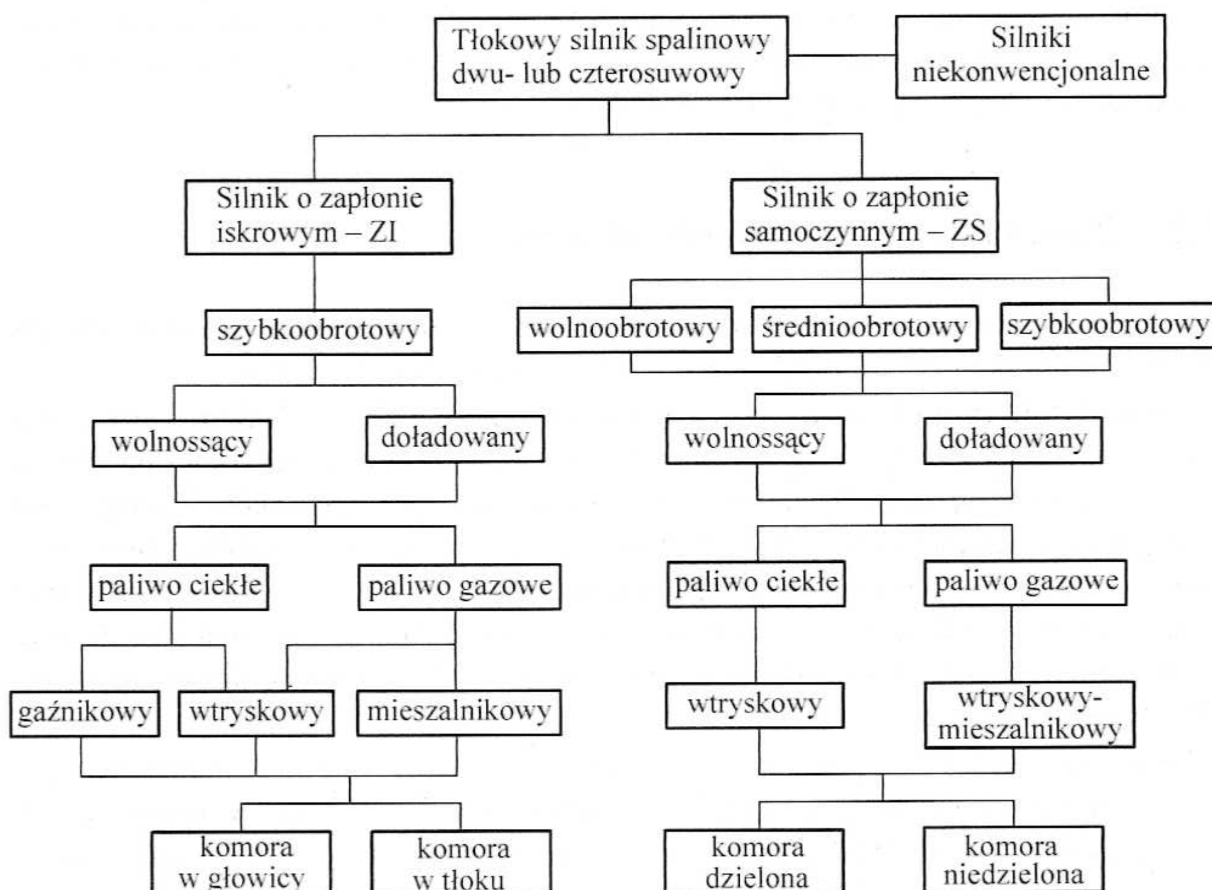
**Klasyfikacja i zasada działania silników tłokowych**
**Paliwa**
**Obiegi cieplne**
**Wskaźniki pracy silnika**
**Podstawowe charakterystyki**
**Spalanie**
**Toksyczność spalin**
**Wymiana ładunku**
**Doładowanie**
**Podstawy projektowania silnika**

1 ROZDZIAŁ

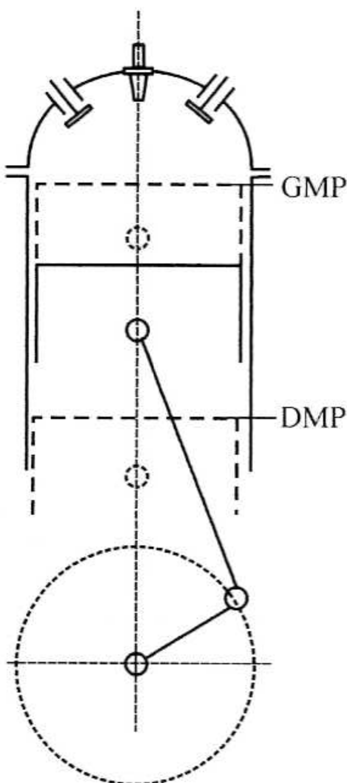
# Klasyfikacja i zasada działania silników

## 1.1. Klasyfikacja ogólna

Tłokowe silniki spalinowe są głównym źródłem napędu samochodów i według wielu prognoz jeszcze długo nim pozostaną. W ponadstuletniej historii rozwoju ich trwałość i niezawodność doprowadzono do bardzo wysokiego poziomu, a w ostatnich kilku dziesięcioleciach osiągnięto zgodność z normami dotyczącymi ochrony środowiska naturalnego.




Rys. 1.1. Klasyfikacja tłokowych silników spalinowych




**Rys. 1.2.** Schemat układu tłokowo-korbowego

Samochodowe tłokowe silniki spalinowe to silniki cieplne, tzn. przetwarzające doprowadzaną do nich energię cieplną na pracę mechaniczną. Energia cieplna wyzwala się wskutek spalania paliwa, wykorzystywanego do zasilania danego silnika. Z uwagi na to, że paliwo jest spalane wewnątrz silnika, są one określane jako silniki o spalaniu wewnętrznym.

Odrębności rozwiązań konstrukcyjnych silników jest bardzo wiele. Na ogół są one jednocześnie najważniejszymi ogólnymi cechami ich działania i budowy, stanowiąc kryteria podziału silników na podstawowe rodzaje (rys. 1.1) [4, 42, 52, 69]. Najogólniej silniki tłokowe można podzielić wg sposobu zapłonu mieszanki palnej (silniki o zapłonie iskrowym lub samoczynnym) oraz liczby suwów na cykl pracy (silniki dwu- lub czterosuwowe). Inne kryteria podziału to m.in.
— charakter ruchu tłoka;
— sposób doprowadzania ładunku do cylindra;
— sposób zasilania paliwem;
— sposób chłodzenia silnika;
— rodzaj paliwa;
— prędkość tłoka.

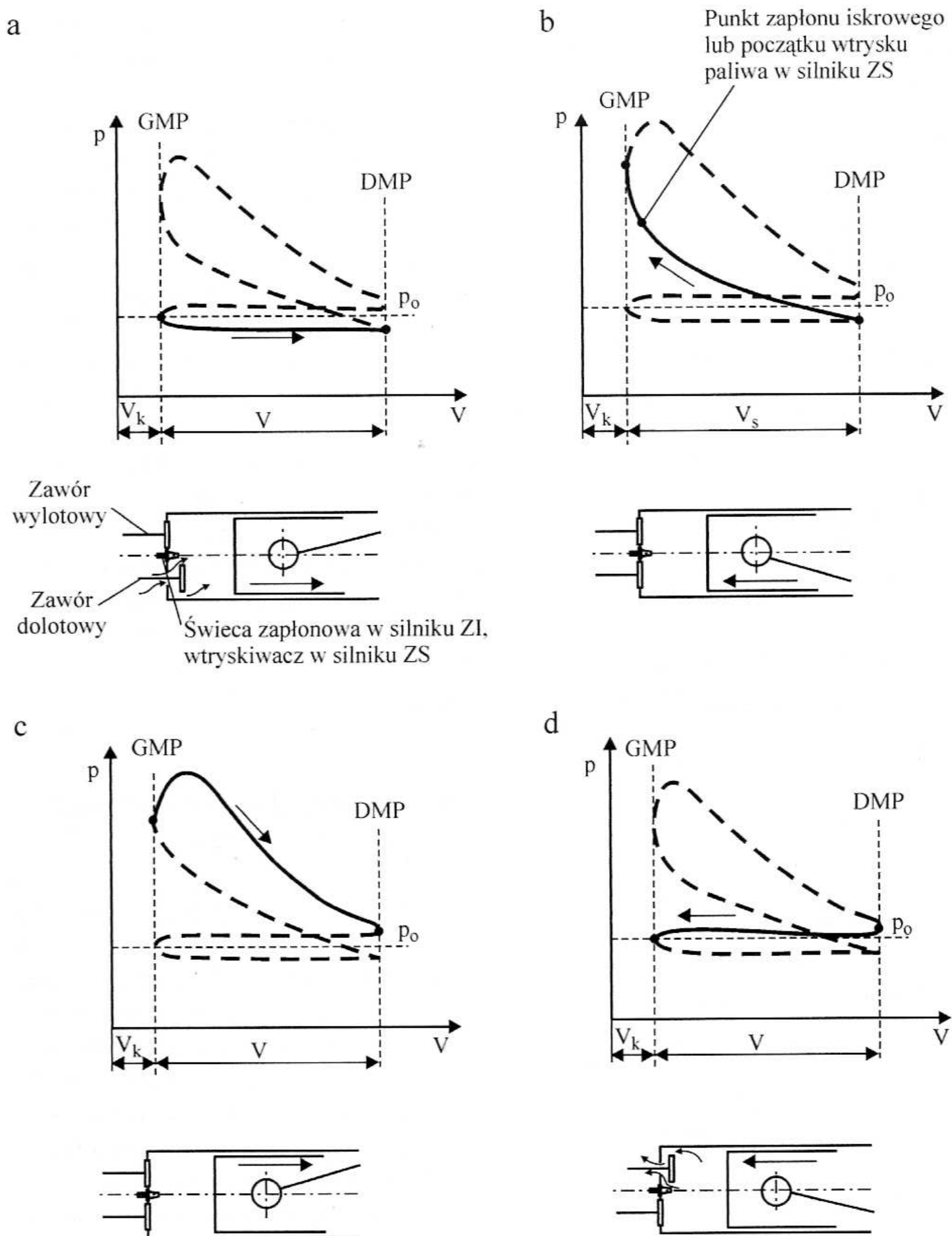
Charakterystyczną cechą działania silnika są okresowe zmiany objętości komory spalania wynikające ze zmian położenia tłoka w cylindrze. Te zmiany najczęściej zapewnia mechanizm tłokowo-korbowy, sprzęgający ruch obrotowy wału korbowego z ruchem posuwisto-zwrotnym tłoka w cylindrze (rys. 1.2).

## 1.2. Zasada działania silnika czterosuwowego

Obieg pracy silnika czterosuwowego (rys. 1.3) jest realizowany w czterech suwach tłoka, a zatem podczas dwu pełnych obrotów wału korbowego silnika.

**Suw dolotu (napełniania):** w czasie poruszania się tłoka od GMP do DMP przez otwarty zawór dolotowy do cylindra napływa świeży ładunek mieszanki powietrza i paliwa (w przeważającej liczbie rozwiązań konstrukcyjnych silników ZI) lub tylko powietrza (w silnikach ZS oraz w silnikach ZI o bezpośrednim wtrysku benzyny do komory spalania). Napełnienie tym ładunkiem odbywa się w wyniku występowania podciśnienia w cylindrze w silnikach wolnossących lub też w znacznej liczbie rozwiązań w wyniku nadciśnienia wytworzonego w kolektorze dolotowym w silnikach doładowanych.

**Suw sprężania:** tłok poruszający się w kierunku GMP spręża dostarczony ładunek (mieszankę palną lub powietrze). Pod koniec tego suwu w ściśle kontrolowanym położeniu tłoka przed GMP następuje bądź zapłon mieszanki palnej od iskry świecy zapłonowej (silniki ZI), bądź wtrysk oleju napędowego i jego samoczynny zapłon (silniki ZS). W silnikach ZI o bezpośrednim wtrysku benzyny do komory spalania




**Rys. 1.3.** Zasada działania silnika czterosuwowego
*a* — suw dolotu, *b* — suw sprężania, *c* — suw pracy (rozprężania), *d* — suw wylotu

proces dostarczania paliwa jest również ściśle kontrolowany i realizowany w czasie trwania suwu napełniania lub sprężania, ale oczywiście przed przeskokiem iskry między elektrodami świecy zapłonowej. Oba rodzaje zaworów: dolotowe i wylotowe są w czasie tego suwu zamknięte.

**Suw pracy (rozprężania):** tłok przesuwa się w kierunku DMP pod wpływem siły parcia spalin na skutek wzrostu ciśnienia w procesie spalania. Oba rodzaje zaworów są w tym czasie zamknięte.

**Suw wylotu:** w czasie ruchu tłoka ku GMP spaliny są usuwane z cylindra, w pierwszej fazie w wyniku występowania jeszcze znacznego nadciśnienia w komorze spalania w chwili otwierania zaworów wylotowych, później w wyniku wytłaczającego działania tłoka. Opróżnianie cylindra często jest wspomagane odpowiednią konstrukcją układów wylotowych i dolotowych, w których wykorzystuje się efekty dynamicznego oddziaływania strumienia spalin i świeżego ładunku.

W wielu rozwiązaniach konstrukcyjnych energia kinetyczna spalin jest wykorzystywana do napędu turbosprężarki doładowującej silnik. Wpływa to na poziom ciśnień w cylindrze w czasie trwania suwu wylotu.

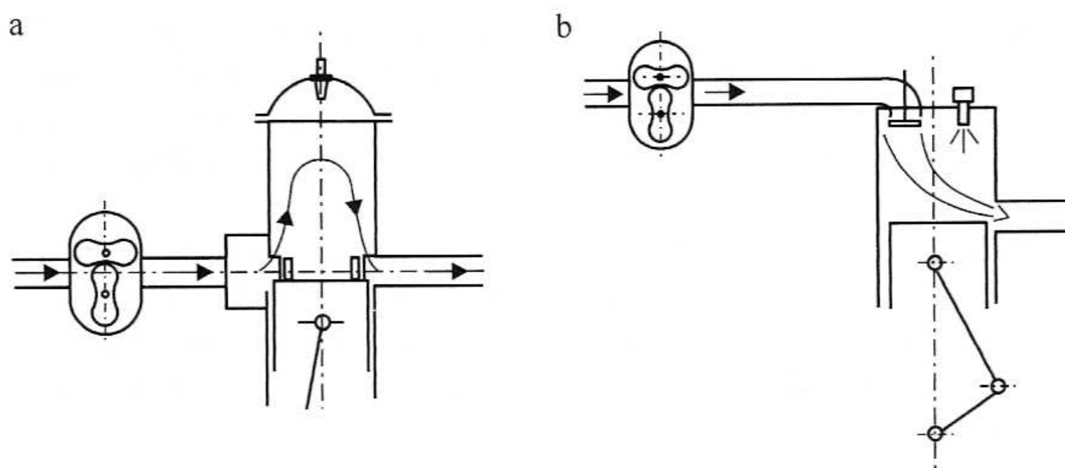


**Rys. 1.4.** Zasada działania silnika dwusuwowego

*a* — suw pracy (rozprężania), *b* — faza wymiany ładunku w pobliżu DMP tłoka, *c* — suw sprężania
*1* — świeca zapłonowa (w silniku ZI) lub wtryskiwacz (w silniku ZS)

## 1.3. Zasada działania silnika dwusuwowego

W silniku dwusuwowym pełny obieg pracy silnika jest realizowany w trakcie dwu suwów tłoka: sprężania i rozprężania, a zatem w czasie jednego obrotu wału korbowego (rys. 1.4). Nie występują dwa suwy przewidziane do wymiany ładunku w silniku czterosuwowym, tj. suw wylotu i suw napełniania. Do wymiany ładunku (przepłukania, czyli opróżnienia ze spalin po poprzednim obiegu i napełnienia świeżym ładunkiem) w silniku dwusuwowym należy zabudować dodatkowe urządzenia wstępnie sprężające ładunek poza cylindrem. W najprostszych znanych rozwiązaniach silników małych mocy, głównie ZI, do tego celu wykorzystywano skrzynię korbową, w której ruch tłoka ku DMP wywoływał wzrost ciśnienia zasysanej mieszanki paliwowo-powietrznej. Odpowiednio




**Rys. 1.5.** Schemat działania dwusuwowego silnika o wstępnym sprężaniu przy użyciu sprężarki ROOTSA
*a* — rozrząd sterowany tłokiem, *b* — rozrząd mieszany

skonstruowany kadłub ze szczelinami i kanałami sterowanymi przez górną krawędź oraz kształt płaszcza tłoka umożliwiał napełnianie świeżym ładunkiem i jednoczesne usunięcie spalin z przestrzeni nad tłokiem. Pod koniec suwu sprężania następował zapłon mieszanki palnej od iskry świecy zapłonowej, po czym po przekroczeniu GMP w wyniku procesu spalania i wzrostu ciśnienia nad tłokiem następował suw pracy (rozprężania), aż do odsłonięcia szczelin wylotowych.

W silnikach średnich i dużych mocy do wstępnego sprężania ładunku (mieszanki palnej lub powietrza) stosuje się dodatkowe dmuchawy albo sprężarki, zapewniające dokładniejsze przepłukiwanie i lepsze napełnienie cylindra. Dokładniejsze przepłukanie cylindra konwencjonalnego dwusuwowego silnika ZI powoduje zwiększenie zużycia paliwa, gdyż część świeżej mieszanki uchodzi ze spalinami do układu wylotowego. Wady tej nie ma silnik ZS, w którym wstępnie sprężane jest czyste powietrze. Coraz częściej więc jest rozważana koncepcja napełniania cylindra jedynie ładunkiem powietrza i wtrysku paliwa do komory spalania w suwie sprężania, z zachowaniem zapłonu iskrowego oraz wykorzystaniem układu zaworów do sterowania procesami napełniania i wylotu (rys. 1.5). Urządzenia sprężające powietrze są wykorzystywane także do doładowania silnika (patrz rozdz. 9).

## 1.4. Porównanie podstawowych cech silników dwu- i czterosuwowych

W silnikach dwusuwowych suw pracy przypada na jeden obrót wału korbowego. Jest to korzystna cecha z punktu widzenia równomierności biegu silnika oraz niewystępowania strat mechanicznych i przepłukiwania w czasie suwów napełniania i wylotu. Cechą ujemną takiego rozwiązania jest gorsze opróżnienie cylindra z reszty spalin i z tego tytułu pogorszenie napełnienia cylindra świeżym ładunkiem, jak również konieczność wstępnego sprężania ładunku do uzyskania napełnienia cylindra. Proces ten jest realizowany dzięki poborowi mocy z wału korbowego silnika. W silnikach czterosuwowych suw pracy przypada na dwa obroty wału korbowego.

Wpływa to niekorzystnie na równomierność biegu, jednak poprawiają się warunki napełnienia cylindra wobec rozdzielenia kolejnych suwów pracy dwoma suwami: wylotu spalin i napełnienia świeżym ładunkiem. Ponadto silniki tego typu nie wymagają stosowania dodatkowych systemów wstępnego sprężania ładunku w celu napełnienia cylindra.

Obecnie trudno jednoznacznie wyrokować, który z rodzajów omawianych silników będzie dominował w zastosowaniach samochodowych. Od kilkunastu lat pojawiają się informacje o pracach nad dwusuwowym, doładowanym silnikiem o zapłonie iskrowym z rozrządem zaworowym i bezpośrednim wtryskiem paliwa do komory spalania.

**2** ROZDZIAŁ

# Paliwa

## 2.1. Wprowadzenie

Do zasilania silników pojazdów samochodowych są stosowane najczęściej paliwa ciekłe. Wynika to z ich korzystnych charakterystycznych cech:
- dużej gęstości energetycznej (objętościowej);
- łatwości dystrybucji;
- stosunkowo bezpiecznego przewożenia.

Cechą niekorzystną tego rodzaju paliw jest konieczność stosowania rozbudowanych układów zasilania do wytworzenia w bardzo krótkim czasie mieszanki palnej (proces odparowania, wymieszania z powietrzem, regulacja składu).

Do zasilania silników samochodowych są stosowane również paliwa gazowe. Do zalet tych paliw należy zaliczyć:
- łatwość tworzenia mieszanki palnej z powietrzem;
- poprawność procesu spalania z korzystniejszymi generalnie zawartościami składników toksycznych w spalinach.

Do wad tego rodzaju paliw zalicza się:
- małą gęstość energetyczną (objętościową);
- trudniejszą i mniej powszechną dystrybucję;
- mniejszy poziom bezpieczeństwa transportu, wynikający m.in. z konieczności sprężania do wysokich ciśnień.

## 2.2. Podstawowe własności paliw

Podstawowe własności paliw zależą od ich składu chemicznego. Najczęściej do tłokowych silników pojazdów samochodowych są stosowane paliwa węglowodorowe. Oprócz węgla i wodoru zawierają one także nieznaczne ilości siarki i innych pierwiastków, np. tlenu.

Najważniejsze własności, które decydują o doborze paliwa do konkretnego rodzaju czy też rozwiązania silnika, są następujące.

**Wartość opałowa** ***W*** — ilość ciepła, którą uzyskuje się w wyniku całkowitego i zupełnego spalenia jednostki masy lub objętości paliwa. (Przy oznaczaniu wartości opałowej należy uwzględnić także temperaturę substratów i produktów.) W przypadku stosowania paliw do tłokowych silników spalinowych ważna jest tzw. wartość opałowa dolna, przy której określeniu pomija się ilość ciepła wydzielanego podczas skraplania par wody w spalinach. Proces ten przebiega najczęściej poza cylindrami silnika i zazwyczaj ta część energii nie jest efektywnie wykorzystana.

**Liczba oktanowa LO** — cecha charakteryzująca odporność paliwa na spalanie stukowe. Wartość liczby oktanowej określa się metodą porównawczą, stosując do tego celu paliwo wzorcowe, będące mieszaniną izooktanu i n-heptanu. Przyjmuje się, że pierwsze paliwo, bardzo odporne na spalanie stukowe, ma liczbę oktanową LO = 100, drugie zaś, bardzo podatne na spalanie stukowe, ma liczbę oktanową LO = 0. W czasie oznaczania LO paliwa udział objętościowy izooktanu w paliwie wzorcowym, które zachowuje się tak samo ze względu na skłonności do spalania stukowego, jak paliwo badane, stanowi o wartości liczby oktanowej badanego paliwa. W zależności od metody oznaczania wartości liczby oktanowej rozróżnia się liczbę oktanową motorową (LOM) i liczbę oktanową badawczą (LOB). Oznaczenia handlowe dotyczą zazwyczaj liczby oktanowej badawczej (LOB), której wartość jest większa od wartości liczby oktanowej motorowej (LOM).

**Liczba cetanowa LC** — cecha charakteryzująca skłonność paliwa do samozapłonu. Wartość liczby cetanowej określa się metodą porównawczą. Stosuje się do tego celu paliwo wzorcowe będące mieszaniną cetanu i $\alpha$-metylonaftalenu. Przyjmuje się, że pierwsze paliwo, bardzo podatne na samozapłon, charakteryzuje się liczbą cetanową LC = 100, drugie zaś — bardzo odporne na samozapłon — ma liczbę cetanową LC = 0. W czasie oznaczania liczby cetanowej udział objętościowy cetanu w paliwie




Wartości liczb oktanowych i cetanowych wybranych paliw węglowodorowych [69]

wzorcowym, które zachowuje się tak samo ze względu na skłonność do samozapłonu, jak paliwo badane, stanowi o wartości liczby cetanowej. Wartości liczb cetanowej, oktanowej badawczej i oktanowej motorowej są powiązane w przybliżeniu zależnością liniową [38]

$$LC = (55 \pm 5) - 0{,}45 LOB$$

oraz

$$LC = (60 \pm 5) - 0{,}55 LOM$$

Na rysunku zestawiono wartości LO i LC wybranych paliw węglowodorowych [69].

**Temperatura samozapłonu.** Wartość tej temperatury zależy m.in. od ciśnienia mieszanki par paliwa i powietrza oraz od jej składu, scharakteryzowanego współczynnikiem nadmiaru powietrza $\lambda$. Jest to temperatura, w której mieszanka par paliwa i powietrza ulega samozapłonowi. Jest istotnym wskaźnikiem świadczącym o przydatności paliwa do zasilania silników o zapłonie samoczynnym.

**Lotność** — cecha stanowiąca o zdolności paliwa ciekłego do odparowania.

**Prężność par** jest określana ciśnieniem, przy którym występuje równowaga stanu gazowego i ciekłego danego paliwa. Prężność oraz lotność są istotnymi cechami paliw przewidzianych do silników o zapłonie iskrowym, zasilanych jednorodnymi mieszankami par paliwa i powietrza.

**Stała stechiometryczna paliwa** (określona współczynnikiem nadmiaru powietrza $\lambda = 1$) — ilość powietrza, wyrażona w jednostkach masowych lub objętościowych, niezbędna do całkowitego i zupełnego spalenia paliwa o jednostkowych masie lub objętości.

**Temperatura krzepnięcia** — temperatura wyznaczana przez te frakcje paliwa, które jako pierwsze w czasie schładzania paliwa przechodzą w fazę stałą. Temperatura ta jest bardzo istotna w odniesieniu do paliw stosowanych w silniku o zapłonie samoczynnym. Niektóre oleje napędowe charakteryzują się zbyt wysoką temperaturą krzepnięcia, często występującą w naszych warunkach klimatycznych. Prowadzi to do blokowania filtrów i innych skomplikowanych elementów aparatury wtryskowej.

**Ciepło parowania** — bardzo istotna cecha z punktu widzenia napełnienia cylindra. Jest to ilość ciepła niezbędna do odparowania paliwa o jednostkowych masie lub objętości. Parowanie paliwa w kolektorach i kanałach dolotowych silnika schładza ładunek paliwowo-powietrzny i przyczynia się do poprawy napełniania silnika ZI. W dawnych rozwiązaniach gaźnikowych paliwo o dużej wartości ciepła parowania (np. alkohole) mogło doprowadzić do oblodzenia gardzieli gaźnika, proces parowania bowiem stawał się bardziej intensywny w miejscu przewężenia gardzieli i występowania spadku ciśnienia. W obecnych rozwiązaniach wtryskowych problem ten raczej nie występuje.

**Lepkość i napięcie powierzchniowe** — to cechy, które decydują o łatwości rozdrabniania paliwa. Im mniejsza lepkość i napięcie powierzchniowe, tym łatwiej zachodzi ten proces. Jest to cecha istotna dla paliw stosowanych zarówno w silnikach ZI, jak i w silnikach ZS. W silnikach ZS mała lepkość, która jest cechą pozytywną z punktu widzenia dobrego rozdrobnienia strugi paliwa, jest jednocześnie cechą negatywną z punktu widzenia powtarzalności dawki paliwa, ze względu na zwiększenie przecieków, jak również ze względu na pogarszające się warunki smarowania precyzyjnych par układu wtryskowego.

## 2.3. Wybrane paliwa ciekłe

Podstawowe własności wybranych paliw ciekłych zestawiono w tablicy 2.1.

**Benzyna** jest bardzo rozpowszechnionym paliwem stosowanym w samochodowych silnikach spalinowych o zapłonie iskrowym. Składa się z węglowodorów o temperaturze wrzenia od ok. 30 do 200°C [38]. Najpowszechniejszą metodą otrzymywania benzyny była rafinacja ropy naftowej.

**Alkohole.** Przedstawicielami tej grupy paliw, mającymi zastosowanie w silnikach samochodowych, są alkohole metylowy ($CH_3OH$) oraz etylowy ($C_2H_5OH$). Mogą one być stosowane bezpośrednio jako paliwo podstawowe do silników o zapłonie iskrowym lub być wykorzystywane jako dodatek do benzyn, zwiększający ich liczbę oktanową. Ze względu na małą wartość liczby cetanowej, bardzo rzadko są stosowane do silników o zapłonie samoczynnym. Spotyka się rozwiązania [31] silników, w których zapłon paliw alkoholowych w systemach dwupaliwowych następuje od inicjującej dawki oleju napędowego.

**Oleje napędowe** — to paliwa otrzymywane głównie w wyniku rafinacji ropy naftowej. Temperatura ich wrzenia waha się od 170 do 380°C [38]. Charakteryzują się dużą wartością liczby cetanowej. Stanowią podstawową grupę paliw do silników ZS. Oleje napędowe można również uzyskać metodą syntezy (Fischera-Tropscha). Mogą także być pochodzenia roślinnego.

**Nafta** — paliwo o niezbyt dużej liczbie oktanowej i umiarkowanej liczbie cetanowej. Może być stosowana do silników ZI, ale o małym stopniu sprężania, jak również do silników ZS, ale jedynie wolnoobrotowych, ze względu na znaczną zwłokę samozapłonu i wydłużony czas spalania.

**Tabl. 2.1.** Własności wybranych paliw ciekłych [28, 38, 42, 71]

| Nazwa paliwa | | Wzór chemiczny lub skład masowy | Własności paliwa w stanie ciekłym | | | Własności mieszanki stechiometrycznej | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | ciepło parowania kJ/kg | gęstość kg/dm$^3$ | wartość opałowa MJ/kg | stała stech. paliwa $kg_{pow.}/kg_{pal.}$ | wartość opałowa kJ/m$^3$ | liczba oktanowa LOM/LOB |
| Paliwa czyste | izooktan | $C_8H_{18}$ | — | 0,702 | 44,4 | 15,2 | 3770 | 100 / 100 |
| | alkohol metylowy | $CH_3OH$ | 1150 | 0,796 | 19,5 | 6,52 | 3860 | 95 / 115 |
| | alkohol etylowy | $C_2H_5OH$ | 920 | 0,794 | 27,0 | 9,06 | 3850 | 94 / 111 |
| | benzen | $C_6H_6$ | 380 | 0,88 | 41,9 | 13,9 | 3650 | 108 / 117 |
| Mieszaniny | benzyna | c=0,855<br>h=0,145 | 315÷350 | 0,72÷0,76 | 42,0÷44,0 | 14,9 | 3660÷3860 | 75÷90 |
| | olej napędowy | c=0,866<br>h=0,129<br>s=0,003<br>o+n=0,002 | — | 0,84÷0,88 | 42,0÷44,0 | 14,5 | 3660÷3830 | LC=50÷85 |
| | nafta | c=0,85<br>h=0,15 | — | 0,81 | 40,5 | 15,0 | 3480 | 35÷50<br>LC=35 |

**Paliwa pochodzenia roślinnego.** Nad zastosowaniem tego typu paliw do tłokowych silników spalinowych pracuje wiele ośrodków badawczych. Obszerną informację na ten temat znajdzie Czytelnik w pracach [30, 69].

## 2.4. Wybrane paliwa gazowe

Paliwa gazowe do silników samochodowych w zależności od ich własności mogą być przewożone w postaci gazowej sprężone do ciśnienia ok. 20 MPa (metan, wodór, gaz koksowniczy, miejski, ziemny i fermentacyjny) lub też w postaci ciekłej, kiedy przy niewysokim ciśnieniu do ok. 1,5 MPa występują w postaci skroplonej (butan, propan, etan). Te ostatnie charakteryzują się niekorzystną ze względu na bezpieczeństwo cechą. Ich gęstość w stanie gazowym jest większa niż powietrza. W razie nieszczelności instalacji wypełniają kanały naprawcze, instalacje kanalizacyjne, pomieszczenia, stanowiąc istotne zagrożenie wybuchem.

Niżej ogólnie scharakteryzowano najbardziej typowe paliwa gazowe.

**Metan** jest węglowodorem nasyconym. Jest podstawowym składnikiem wszystkich gazów naturalnych.

**Wodór** coraz częściej jest wymieniany jako przyszłościowe paliwo do tłokowych silników spalinowych.

**Gaz ziemny**, występujący na terenach roponośnych, składa się głównie z metanu.

**Gaz koksowniczy** jest ubocznym produktem powstającym przy wytwarzaniu koksu. Składa się głównie z metanu, wodoru i tlenku węgla.

**Gaz fermentacyjny** jest wytwarzany z odpadów rolniczych, zwierzęcych oraz w oczyszczalniach ścieków.

**Butan** może być otrzymywany z przeróbki ropy naftowej lub z gazu ziemnego.

**Tabl. 2.2.** Własności wybranych paliw gazowych [28, 38, 42, 71]

| Nazwa paliwa | Wzór chemiczny lub skład | Własności paliwa | | Własności mieszanki stechiometrycznej | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | gęstość kg/dm$^3$ | wartość opałowa MJ/kg | stała stech. paliwa $m^3_{pow.}/m^3_{pal.}$ | wartość opałowa kJ/m$^3$ | liczba oktanowa LOM |
| metan | $CH_4$ | 0,717 | 35,80 | 9,62 | 3370 | 110 |
| propan | $C_3H_8$ | 2,019 | 93,60 | 24,6 | 3660 | 97 |
| n-butan | $C_4H_{10}$ | 2,703 | 123,60 | 32,8 | 3650 | 89 |
| wodór | $H_2$ | 0,08987 | 10,80 | 2,41 | 3170 | 70 |
| gaz ziemny | głównie $CH_4$ | 0,695 | 34,70 | 9,5 | 3400 | — |
| gaz miejski | $H_2$, $CH_4$, $CO_2CO$ | 0,614 | 17,00 | 3,9 | 3250 | 90 |
| gaz koksowniczy | $H_2$, $CH_4$, CO | 0,468 | 13,00 | 4,5 | 3350 | 90 |
| gaz fermentacyjny | $CH_4$, $CO_2$ | — | 24,00 | 6,6 | 3200 | 110 |
| LPG | $C_3H_8$, $C_4H_{10}$ | — | 44÷45 | 15,7 | 3660 | 110÷115 |

**Propan** może być otrzymywany z przeróbki ropy naftowej lub gazu ziemnego.

**LPG** (Liquefied Petroleum Gas) — to mieszanina skroplonych propanu i butanu o różnych proporcjach wymienionych składników, w zależności od strefy klimatycznej użytkowania. Z uwagi na nieściśliwość, przewożona w stanie ciekłym może rozerwać zbiornik od wewnątrz w razie jego zgniecenia w czasie ewentualnego wypadku. Może być przechowywana i przewożona w stanie ciekłym pod niewielkim ciśnieniem ok. $1 \div 1{,}5$ MPa. Dzięki stosunkowo niewysokiej cenie oraz łatwej dystrybucji staje się bardzo popularnym paliwem samochodowym.

Własności wymienionych paliw gazowych zestawiono w tabl. 2.2.

3 ROZDZIAŁ

# Obiegi cieplne

## 3.1. Wprowadzenie

Cieplny proces roboczy tłokowego silnika spalinowego może być opisany cyklicznie następującymi po sobie przemianami termodynamicznymi. Przemiany te najczęściej są opisywane w układzie $p=f(V)$ (zależność ciśnienia od zmieniającej się objętości). Ten układ jest bardzo wygodny do analizy zjawisk termodynamicznych w silniku tłokowym, w którym ze względu na kinematykę układu tłokowo-korbowego objętość komory spalania zmienia się w sposób ciągły. Nieodłącznym parametrem towarzyszącym zachodzącym przemianom jest zmienna temperatura czynnika. Kolejnym zatem układem współrzędnym, wygodnym do zastosowania przy opisie zjawisk, jest układ $T=f(s)$ (zależność temperatury czynnika od entropii).

Próbę najprostszego powiązania przemian z wykorzystaniem podstawowych zależności podjęli Otto, Diesel i Sabathé. Byli oni twórcami tzw. obiegów teoretycznych, umożliwiających przeprowadzenie podstawowych porównań oraz obliczeń charakteryzujących pracę silnika. Przyjęli przy tym wiele uproszczeń. Obiegi teoretyczne odbiegają zatem wyraźnie od rzeczywistych przemian zachodzących w komorze spalania silnika. Między innymi nie uwzględniają procesów wymiany ładunku w cylindrze.

Obiegi rzeczywiste nie wynikają z obliczeń. Są efektem rejestracji ciśnienia w komorze spalania z jednoczesną rejestracją położenia wału korbowego lub objętości nad tłokiem. Procedura ta, zwana indykowaniem, jest jedną z podstawowych wykorzystywanych w badaniach tłokowych silników spalinowych.

Na etapie projektowania silnika dokonuje się obliczeń obiegu cieplnego silnika po przyjęciu wielu założeń upraszczających, z jednoczesnym dążeniem do możliwie wiernego odwzorowania wykresu obiegu rzeczywistego. Uzyskane w ten sposób obiegi są nazywane porównawczymi. Przyjęte założenia oraz zakres uproszczeń mogą być bardzo zróżnicowane. Stosowane obecnie techniki komputerowe i zweryfikowane badaniami stanowiskowymi programy obliczeniowe pozwalają na obliczenie obiegów porównawczych bardzo zbliżonych do obiegów rzeczywistych.

## 3.2. Obiegi teoretyczne

Budowa podstawowych obiegów teoretycznych została oparta na następujących założeniach:

— w obiegu bierze udział gaz doskonały, czyli gaz o stałych wartościach ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu $c_p$ i ciepła właściwego przy stałej objętości $c_V$, a więc wszystkie przemiany są przemianami politropowymi ($c = \text{const}$);
— masa gazu biorącego udział w obiegu jest również stała;
— sprężenie i rozprężenie czynnika odbywa się bez wymiany ciepła ze ściankami (izentropowo, czyli wykładnik politropy $m = k = c_p/c_V$);
— doprowadzanie ciepła do czynnika odbywa się przy stałej objętości (izochorycznie, czyli $m \to \infty$) lub ciśnieniu (izobarycznie, czyli $m = 0$), odprowadzanie zaś przy stałej objętości;
— w trakcie zachodzących przemian nie występują straty przepływu czynnika.

### 3.2.1. Obieg Otta

Twórca obiegu poza założeniami opisanymi we wstępie niniejszego rozdziału przyjął, że dostarczanie i odprowadzanie ciepła odbywa się w trakcie przemiany izochorycznej. Procesy sprężania i rozprężania są opisane przemianami izentropowymi. Schemat przedstawiający przebieg poszczególnych przemian w układzie $p = f(V)$ obrazuje rys. 3.1.

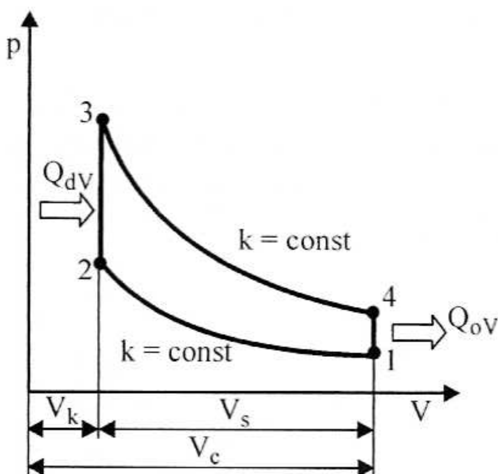
Wykorzystując znaną zasadę, zgodnie z którą ciepło jest równoważne pracy, oraz założenia obiegu teoretycznego, można łatwo określić pracę tego obiegu, zwaną pracą teoretyczną:

$$L_t = Q_{dV} - Q_{oV}$$

Pracę teoretyczną obiegu obrazuje na wykresie $p = f(V)$ pole zawarte między krzywymi łączącymi punkty *1-2-3-4-1*.

Sprawność tego obiegu, zwana sprawnością teoretyczną, jest ilorazem pracy teoretycznej obiegu do wartości ciepła dostarczanego do tego obiegu:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_{dV}} = \frac{Q_{dV} - Q_{oV}}{Q_{dV}}$$




**Rys. 3.1.** Teoretyczny obieg Otta

Wygodnym parametrem służącym do porównań obiegów teoretycznych jest średnie ciśnienie teoretyczne, będące wielkością obliczeniową. Jest to takie stałe ciśnienie, które w jednym suwie pracy wykonuje taką samą pracę teoretyczną, jak zmienne ciśnienie w czasie całego obiegu.

Definicję tę można zatem przedstawić wzorem:

$$p_t V_s = L_t$$

w którym po stronie lewej jest zapisana praca średniego ciśnienia teoretycznego w czasie jednego suwu pracy, po stronie zaś prawej — praca teoretyczna obiegu. Przekształcając powyższe równanie otrzymuje się wzór na średnie ciśnienie teoretyczne:

$$p_t = \frac{L_t}{V_s}$$

Innymi słowy, średnie ciśnienie teoretyczne ma wymiar pracy teoretycznej obiegu odniesionej do jednostki objętości skokowej cylindra.

Po wykorzystaniu:

— znanych zależności opisujących ilość ciepła dostarczonego lub odprowadzonego w trakcie trwania przemiany izochorycznej:

$$Q_V = c_V \Delta T$$

— pojęcia stopnia sprężenia:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_c}{V_k}$$

— pojęcia stopnia przyrostu ciśnienia w procesie dostarczania ciepła:

$$\alpha = \frac{p_3}{p_2}$$

— pojęcia wykładnika izentropy sprężania lub rozprężania:

$$k = \frac{c_p}{c_V}$$

wzory na sprawność teoretyczną obiegu i średnie ciśnienie teoretyczne obiegu można odpowiednio przekształcić do postaci:

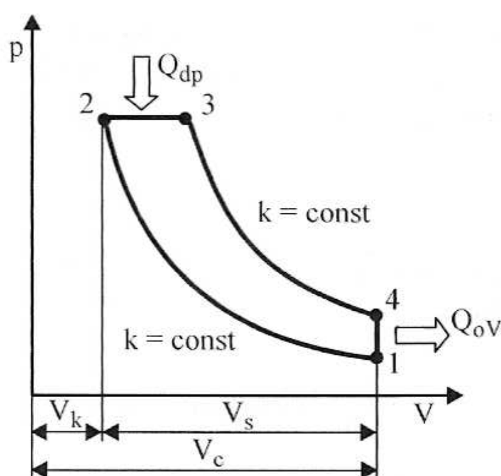
$$\eta_{t_{Otta}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}; \qquad p_{t_{Otta}} = p_1 \frac{\varepsilon^k \eta_t (\alpha - 1)}{(k-1)\,(\varepsilon - 1)}$$

Teoretyczny obieg Otta w bardzo popularnym ujęciu przyjęto jako obieg najbardziej zbliżony do obiegu rzeczywistego w tłokowym silniku spalinowym o zapłonie iskrowym. Uznano bowiem proces dostarczania ciepła (spalanie w silniku rzeczywistym) za proces zachodzący przy stałej objętości cylindra. Rzeczywiście, proces spalania dobrze przygotowanej mieszanki palnej trwa bardzo krótko (licząc w jednostkach czasu). To założenie mogło być zaakceptowane w odniesieniu do silników wolnoobrotowych, w których proces spalania (dostarczania ciepła do obiegu) przebiegał przy nieznacznym przemieszczaniu tłoka, a zatem przy nieznacznie zmieniającej się objętości. Był on więc zbliżony do przemiany izochorycznej. Przyjęcie takiego założenia w odniesieniu do silników szybkoobrotowych nowych generacji jest niesłuszne, wobec faktu znacznych przemieszczeń tłoka (znacznych zmian objętości nad tłokiem) w chwili dostarczania ciepła (w czasie trwania procesu spalania).

### 3.2.2. Obieg Diesla

Obieg ten powstał przy założeniu, że ciepło będzie dostarczane w trakcie przemiany izobarycznej.

Schemat przebiegu poszczególnych przemian w układzie $p = f(V)$ przedstawiono na rys. 3.2.




**Rys. 3.2.** Teoretyczny obieg Diesla

Praca teoretyczna tego obiegu jest opisana wzorem:

$$L_t = Q_{dp} - Q_{oV}$$

Praca ta odpowiada również polu zawartemu między krzywymi łączącymi punkty *1-2-3-4-1* obiegu na rys. 3.2.

Analogicznie jak w przypadku omawiania obiegu Otta, sprawność teoretyczna obiegu Diesla jest określona wzorem:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_{dp}} = \frac{Q_{dp} - Q_{oV}}{Q_{dp}}$$

Zdefiniowane wcześniej średnie ciśnienie teoretyczne wyraża się wzorem:

$$p_t = \frac{L_t}{V_s}$$

Wprowadzając nowe pojęcie stopnia przyrostu objętości w czasie izobarycznego dostarczania ciepła:

$$\beta = \frac{V_3}{V_2}$$

oraz wykorzystując opisane przy omawianiu obiegu Otta zależności, można uzyskać wzory na sprawność i średnie ciśnienie teoretyczne obiegu Diesla:

$$\eta_{t_{Diesla}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\beta^k - 1}{k(\beta - 1)}$$

$$p_{t_{Diesla}} = p_1 \frac{\varepsilon^k \eta_t k(\beta - 1)}{(k-1)(\varepsilon - 1)}$$

Teoretyczny obieg Diesla przyjęto jako najbardziej zbliżony do obiegu uzyskiwanego w tłokowym silniku spalinowym o zapłonie samoczynnym. Proces spalania w pierwszych konstrukcjach tego typu silników trwał stosunkowo długo ze względu na czas trwania wtrysku paliwa, realizowany przez mechaniczne układy wtryskowe pracujące przy niezbyt wysokich ciśnieniach. Mimo zatem niezbyt dużych prędkości obrotowych, objętość komory spalania w trakcie procesu dostarczania ciepła zmieniała się znacznie. Usprawiedliwia to przyjęcie założenia, że ciepło jest dostarczane przy zmiennej objętości. Dużym uproszczeniem było przyjęcie stałego ciśnienia w czasie trwania tego procesu.

Współczesny silnik o zapłonie samoczynnym charakteryzuje się znacznie większymi prędkościami obrotowymi, co uzasadnia celowość przyjęcia zmiennej objętości w czasie procesu dostarczania ciepła. Wraz z rozwojem nowoczesnych wysokociśnieniowych systemów wtryskowych wyraźnie też zwiększyła się szybkość dostarczania i wypalania dawki paliwa. Nie sposób jest zatem przyjąć, że proces dostarczania ciepła odbywa się przy stałym ciśnieniu.

### 3.2.3. Obieg Sabathégo

Teoretycznym obiegiem, który mógłby być rozpatrywany jako obieg do analizy podstawowych zależności termodynamicznych dla współczesnego silnika tłokowego o zapłonie zarówno iskrowym, jak i samoczynnym byłby obieg tzw. mieszany, zwany od nazwiska twórcy obiegiem Sabathégo, w którym ciepło jest dostarczane w dwu przemianach: izochorycznej (przy stałej objętości) i izobarycznej (przy stałym ciśnieniu). W przypadku silników o zapłonie samoczynnym obieg ten charakteryzowałby się większymi wartościami stopnia przyrostu objętości, w przypadku zaś silników o zapłonie iskrowym — większymi wartościami stopnia przyrostu ciśnienia $\alpha$. Schemat przebiegu poszczególnych przemian obrazuje rys. 3.3.

Praca teoretyczna obiegu

$$L_t = Q_{dV} + Q_{dp} - Q_{oV}$$

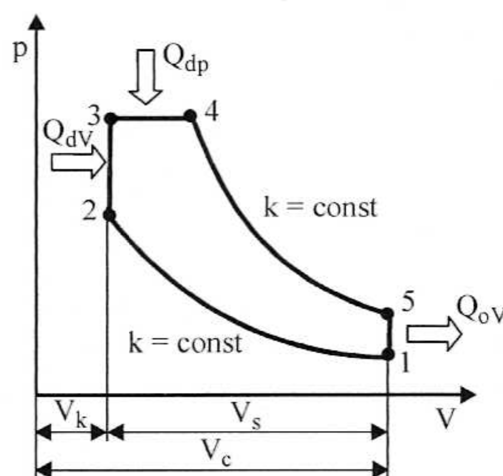
Sprawność tego teoretycznego obiegu

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_{dV}+Q_{dp}} = \frac{Q_{dV}+Q_{dp}-Q_{oV}}{Q_{dV}+Q_{dp}}$$

Po uwzględnieniu zależności omówionych przy opisie obiegu Otta i Diesla wzory na sprawność teoretyczną oraz średnie ciśnienie teoretyczne obiegu Sabathégo przyjmują postać:

$$\eta_{t_{Sabathego}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\alpha\beta^k - 1}{(\alpha-1)+k\alpha(\beta-1)}$$

$$p_{t_{Sabathego}} = p_1 \frac{\varepsilon^k \eta_t [(\alpha-1)+k\alpha(\beta-1)]}{(k-1)(\varepsilon-1)}$$




**Rys. 3.3.** Teoretyczny obieg Sabathégo

Teoretyczny obieg Sabathégo może służyć do podstawowego opisu zjawisk termodynamicznych zachodzących we współczesnych szybkoobrotowych silnikach spalinowych zarówno o zapłonie samoczynnym, jak i iskrowym.

Jak już wspomniano, zróżnicowaniu ulegną udziały części ciepła dostarczanego w przemianach izochorycznej i izobarycznej.

## 3.3. Obiegi rzeczywiste

Obieg rzeczywisty, jak powiedziano, nie wynika z obliczeń, lecz jest rejestrowany w trakcie pracy silnika. Procedura zwana indykowaniem polega na możliwie dokładnej rejestracji szybkozmiennego parametru, jakim jest ciśnienie czynnika w cylindrze oraz przyporządkowaniu tej wartości kątowi położenia wału korbowego, a w konsekwencji aktualnej wartości objętości komory spalania. Do rejestrowania ciśnień są obecnie najczęściej wykorzystywane piezokwarcowe czujniki ciśnień, współpracujące z systemami wzmacniania sygnału oraz komputerowymi systemami zapisu uzyskanych wyników. Dawniej w przypadku silników wolnoobrotowych stosowano mechaniczno-pneumatyczne systemy indykowania komory spalania. Uzyskane w ten sposób przebiegi z coraz większą dokładnością odwzorowują przebiegi ciśnień

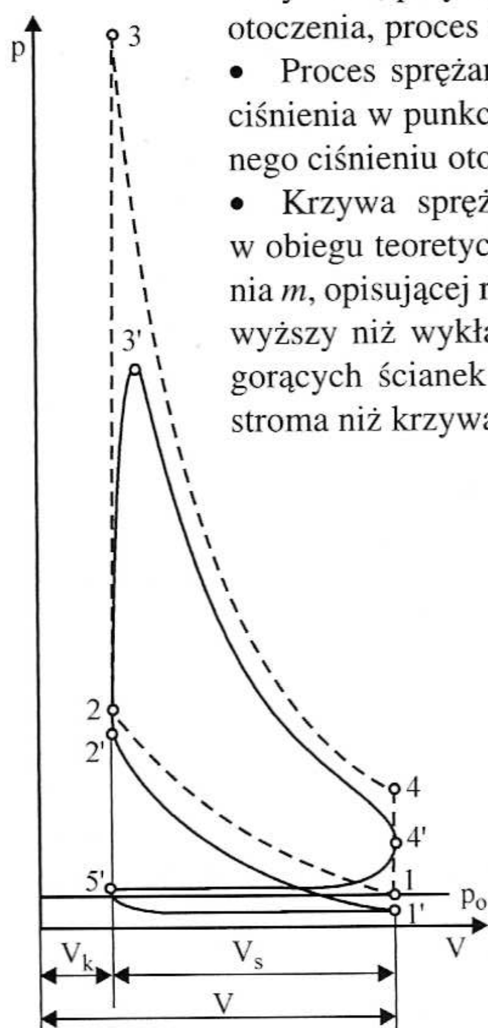
w komorze spalania w zależności od zmiany objętości komory spalania. Tak uzyskane wykresy można dalej wykorzystywać, np. do wyznaczenia przebiegu temperatury czynnika.

Wykresy indykatorowe służą do określania m.in. obciążeń mechanicznych i cieplnych elementów silnika. Pozwalają także na obliczenie wielu wskaźników charakteryzujących pracę silnika, a w konsekwencji umożliwiają optymalizację konstrukcji silnika i jego parametrów regulacyjnych.

Obiegi rzeczywiste różnią się znacznie od teoretycznych, po pierwsze z powodu przyjęcia różnych założeń przy obliczaniu obiegów teoretycznych, ale także z tego powodu, iż obiegi rzeczywiste muszą uwzględniać procesy wymiany ładunku w cylindrze. Dla przykładu na rys. 3.4 przedstawiono nałożone w tym samym układzie współrzędnych teoretyczny obieg Otta i rzeczywisty zarejestrowany obieg silnika ZI.

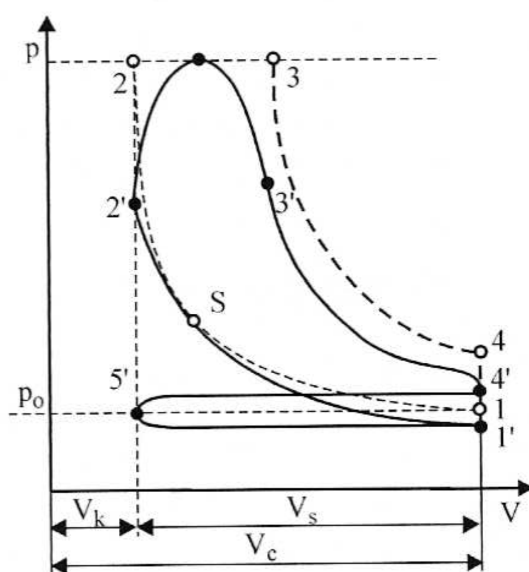
Różnice między przedstawionymi obiegami są m.in. następujące.

- Wykres obiegu rzeczywistego zawiera dwa dodatkowe cykle wymiany ładunku, wynikające w tym przypadku z zasady pracy czterosuwowego silnika ZI. Wprowadza to tzw. pętlę ujemnej pracy obiegu. Proces odpowiadający suwowi wylotu spalin *4′-5′* odbywa się przy wyższym ciśnieniu w komorze spalania niż ciśnienie otoczenia, proces zaś napełniania *5′-1′* — przy ciśnieniu niższym.
- Proces sprężania w silniku rzeczywistym zaczyna się zatem od ciśnienia w punkcie *1′* niższego niż przy obiegu teoretycznym, równego ciśnieniu otoczenia.
- Krzywa sprężania *1′-2′* przebiega poniżej krzywej sprężania w obiegu teoretycznym *1-2*, przy czym wykładnik politropy sprężania $m$, opisującej rzeczywiste (niepolitropowe) sprężanie, jest na ogół wyższy niż wykładnik izentropy $k$, na skutek przepływu ciepła od gorących ścianek cylindra do czynnika (krzywa *1′-2′* jest bardziej stroma niż krzywa *1-2*).




**Rys. 3.4.** Porównanie teoretycznego obiegu Otta i rzeczywistego obiegu silnika ZI

– – – – – obieg teoretyczny,
———— obieg rzeczywisty




**Rys. 3.5.** Porównanie teoretycznego obiegu Diesla i rzeczywistego obiegu silnika ZS

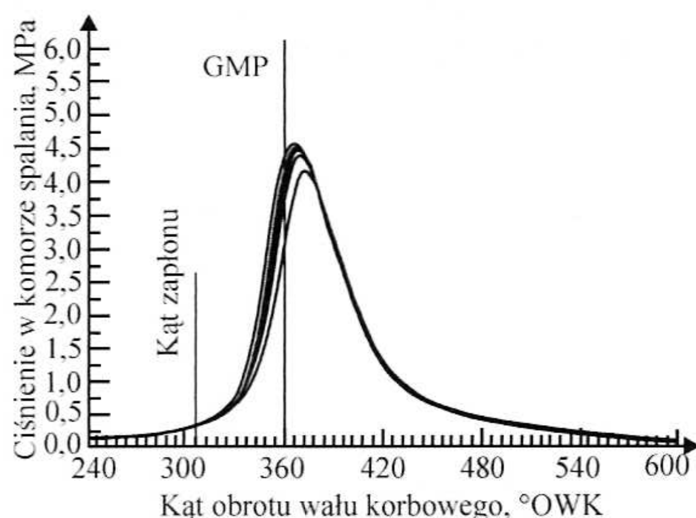
– – – – – obieg teoretyczny,
———— obieg rzeczywisty

- Proces doprowadzania ciepła na skutek zmian objętości komory spalania, szczególnie w wyniku jej wzrostu po przekroczeniu GMP, odbiega wyraźnie w silniku rzeczywistym od izochorycznego charakterystycznego dla obiegu teoretycznego. Prowadzi to do zmniejszenia ciśnień maksymalnych obiegu rzeczywistego (punkt *3'* leży poniżej punktu *3*).
- Krzywa rozprężania *3'-4'* jest również przemianą, która może być opisana politropą o wyższym wykładniku $m$ niż wykładnik izentropy $k$, w wyniku przepływu ciepła od gorących spalin do ścianek cylindra.

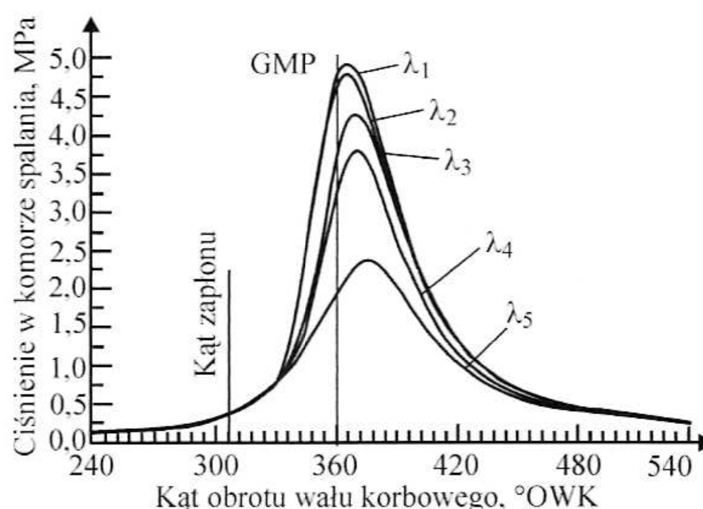
Rzeczywisty obieg silnika o zapłonie samoczynnym również znacząco różni się od teoretycznego obiegu Diesla. Schemat wyjaśniający niektóre różnice przedstawiono na rys. 3.5.

Różnice na przedstawionych wykresach są m.in. następujące.

- W obiegu rzeczywistym występuje m.in. opisana wcześniej ujemna pętla wymiany ładunku (ujemna, bo wymagająca włożenia pracy do wykonania suwu wylotu spalin i napełniania).
- Proces sprężania ładunku w silniku rzeczywistym rozpoczyna się przy niższej wartości ciśnienia (w punkcie *1'*) niż w przypadku obiegu teoretycznego, w którym proces ten rozpoczyna się od ciśnienia otoczenia (punkt *1*).
- Krzywa sprężania może być opisana politropą o wykładniku $m>k$ w pierwszej fazie spalania na skutek ogrzewania czynnika od ścianek i $m<k$ w końcowej fazie suwu sprężania na skutek wzrostu temperatury czynnika powyżej temperatury ścianek w wyniku stosowanych dużych stopni sprężania. Przepływ ciepła zmienia zwrot od punktu styczności $S$ zaznaczonego na rysunku. Nachylenie krzywej sprężania ulegnie zmniejszeniu.
- Założony na rysunku proces dostarczania ciepła *2'-3'* rozpoczynający się od GMP odbiega znacznie od przebiegu izobary, nie ma bowiem takiej możliwości sterowania przebiegiem wywiązywania się ciepła, by przy zmieniającej się objętości komory spalania utrzymać stałą wartość ciś-




**Rys. 3.6.** Kolejne przebiegi rzeczywiste silnika 170.A01 $n$ = const [49]




**Rys. 3.7.** Uśrednione rzeczywiste wykresy indykatorowe dla różnych wartości współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda$ [49]

nienia. Będzie ono zatem rosło na skutek procesu wyzwalania ciepła do osiągnięcia $p_{max}$ i malało w wyniku zwiększania się objętości komory spalania do punktu *3'*, oznaczającego koniec procesu doprowadzania ciepła (koniec procesu spalania w silniku rzeczywistym).

- Rozprężanie czynnika może być opisane politropą o wykładniku $m > k$ na skutek przekazywania ciepła do ścianek cylindra w silniku rzeczywistym. Spowoduje to zazwyczaj obniżenie ciśnienia *4'* w silniku rzeczywistym w stosunku do ciśnienia *4* w obiegu teoretycznym.

Kolejne rejestrowane obiegi rzeczywiste (rys. 3.6) różnią się znacznie w wyniku niepowtarzalności wielu parametrów charakteryzujących następujące po sobie cykle pracy, np. niepowtarzalności napełnień cylindra ładunkiem powietrza oraz dawką paliwa, niepowtarzalności zjawisk falowych w kolektorze dolotowym i wylotowym. Dlatego też do celów porównawczych, jak również do obliczeń parametrów charakteryzujących proces spalania dokonuje się uśrednień wykresu indykatorowego z większej liczby kolejnych przebiegów (najczęściej ok. 100).

Przykładowe uśrednione wykresy indykatorowe odpowiadające zmiennym zarejestrowanym wykresom pokazanym na rys. 3.6 przedstawiono na rys. 3.7.

4 ROZDZIAŁ

# Wskaźniki pracy silnika

## 4.1. Prędkość obrotowa

Wskaźnikami pracy silnika są wielkości, opisane konkretną wartością liczbową, dotyczące charakterystycznych cech pracy silnika.

Prędkość obrotowa, dla której najczęściej rezerwuje się symbol $n$, oznacza liczbę obrotów wału korbowego silnika w jednostce czasu. W obowiązującym układzie jednostek wymiarem prędkości obrotowej $n$ jest liczba obrotów na sekundę [obr/s]. Ze względów praktycznych, uwzględniających wieloletnie przyzwyczajenia, bardzo często w inżynierskiej praktyce silnikowej wielkość tę podaje się w odniesieniu do jednej minuty. W zależności od zakresu prędkości obrotowych silniki klasyfikuje się jako wolnoobrotowe, średnioobrotowe lub szybkoobrotowe (tabl. 4.1).

Silniki samochodowe należą do silników szybkoobrotowych. Można generalnie stwierdzić, że im mniejsza jest pojemność skokowa cylindra, tym większa może być jego prędkość obrotowa. Zależność ta wynika z wartości mas wirujących i przemieszczających się ruchem posuwisto-zwrotnym. Wraz z ich zwiększaniem zwiększają się siły bezwładności, co jest istotnym elementem ograniczającym prędkość obrotową silnika ze względu na wytrzymałość zespołów. Trzeba zaznaczyć, że naturalnym dążeniem konstruktorów silników jest zwiększanie prędkości obrotowych, gdyż jest to sposób na zwiększenie mocy silnika z zachowaniem niezmienionej pojemności skokowej.

**Tabl. 4.1.** Charakterystyczne zakresy prędkości obrotowych wałów korbowych silników [69]

| Rodzaj silnika | Wolnoobrotowe | Średnioobrotowe | Szybkoobrotowe |
|---|---|---|---|
| ZI | $n < 1000$ obr/min | $n = 1000 \div 2800$ obr/min | $n > 2800$ obr/min |
| ZS | $n < 240$ obr/min | $n = 240 \div 1200$ obr/min | $n > 1200$ obr/min |

## 4.2. Moment obrotowy

Moment obrotowy silnika jest wartością mierzoną na wale korbowym. W czasie jednego cyklu pracy wartość momentu obrotowego na wale korbowym zmienia się w sposób wyraźny, co wynika z charakteru obiegu rzeczywistego, a zależy od liczby cylindrów silnika. Aby wyrównać różnice, stosuje się koła zamachowe (o tym większym momencie bezwładności, im mniejsza jest liczba cylindrów). Mówiąc zatem o momencie obrotowym silnika, mówimy o średniej jego wartości w czasie całego obiegu. Tak rozumianą wielkość oznacza się symbolem $M_o$ [N · m].

## 4.3. Moc

Moc silnika jest to wielkość obliczeniowa, uwzględniająca zarówno jego moment obrotowy, jak i prędkość obrotową.

Zgodnie z definicją jest to iloraz pracy i czasu (w przypadku silnika — pracy momentu obrotowego i jednostki czasu, w którym działa moment obrotowy).

Moment obrotowy silnika (patrz rys. 4.1)

$$M_o = Tr$$

gdzie:

$T$ – siła styczna;
$r$ – ramię wykorbienia;

skąd: $T = \frac{M_o}{r}$

Praca wykonana w czasie jednego obrotu (iloczyn siły i drogi)

$$L = T \cdot 2\pi r$$

$$L = \frac{M_o}{r} \cdot 2\pi r = M_o \cdot 2\pi$$

Czas trwania jednego obrotu

$$t = \frac{1}{n}$$

Moc silnika, którego moment obrotowy wynosi $M_o$, a prędkość obrotowa $n$, jest opisana zależnością:

$$N = \frac{L}{t} = \frac{M_o \cdot 2\pi}{\frac{1}{n}} = M_o \cdot 2\pi n$$

$$N = M_o \cdot 2\pi n$$

Tak określona moc, obliczona na podstawie średniej wartości momentu obrotowego $M_o$ na wale korbowym, nazywa się mocą użyteczną silnika:

$$N_e = M_o \cdot 2\pi n$$

## 4.4. Średnie ciśnienia obiegu

**Średnie ciśnienie indykowane** jest to wielkość obliczeniowa wynikająca z zarejestrowanego rzeczywistego obiegu silnika. W czasie pełnego cyklu pracy silnika ciśnienie w komorze spalania jest zmienne. Praca $L_i$, którą wykonuje czynnik roboczy w cylindrze (zwana pracą indykowaną), zależy zatem od zmieniającego się w czasie ciśnienia indykowanego (ciśnienia panującego w cylindrze silnika). Dla ułatwienia obliczeń, ale również w celu uzyskania możliwości porównań obiegów rzeczywistych wprowadzono zastępczą wartość średniego ciśnienia indykowanego $p_i$.

Średnie ciśnienie indykowane jest to stałe ciśnienie, które działając na tłok w czasie jednego suwu pracy wykona taką samą pracę, jak zmienne ciśnienie w cylindrze silnika w czasie całego obiegu (w czasie suwów ssania, sprężania, pracy i wylotu) — patrz rys. 4.2.

Stosując tę definicję można zapisać:

$$L_i = p_i F s$$

gdzie:

$F$ – powierzchnia denka tłoka,
$s$ – skok tłoka.

Ponieważ $F s = V_s$ (objętość skokowa cylindra), więc $L_i = p_i V_s$, stąd

$$p_i = \frac{L_i}{V_s}$$

Średnie ciśnienie indykowane jest równoważne pracy indykowanej uzyskanej z jednostki pojemności skokowej silnika.

**Średnie ciśnienie użyteczne (efektywne)** jest to również wielkość wynikająca z obliczeń. Do precyzyjnego obliczenia jej wartości jest potrzebna znajomość wartości momentu obrotowego silnika i pracy wykonanej przez ten moment. Średnie ciśnienie użyteczne to takie teoretyczne stałe ciśnienie działające na tłok w czasie jednego suwu pracy, które wykonuje pracę równoważną pracy momentu obrotowego $M_o$ w czasie jednego pełnego obiegu silnika. Związek między średnim ciśnieniem użytecznym $p_e$ a momentem obrotowym silnika $M_o$ można przeanalizować korzystając z rys. 4.1.

Moment obrotowy silnika:

$$M_o = Tr$$

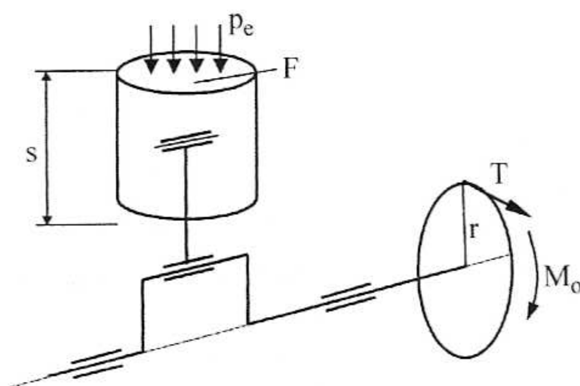
Praca użyteczna siły stycznej $T$ w czasie pełnego cyklu pracy w silniku czterosuwowym:

$$L_e = T \cdot 2\pi r \cdot 2$$

(jest to praca stycznej siły $T$ na drodze dwóch obwodów koła o promieniu $r$)

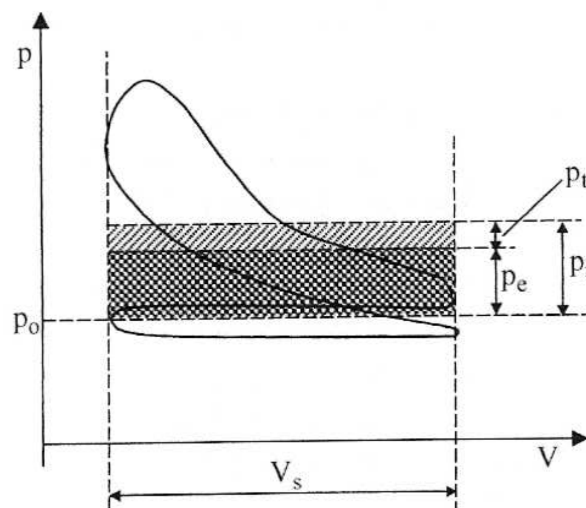
Siła $T = \frac{M_o}{r}$, zatem

$$L_e = \frac{M_o}{r} \cdot 2\pi r 2 = M_o \cdot 4\pi$$




**Rys. 4.1.** Zależność średniego ciśnienia użytecznego $p_e$ od momentu obrotowego $M_o$ silnika

$s$ — skok tłoka, $F$ — pole denka tłoka, $T$ — siła styczna na kole zamachowym




**Rys. 4.2.** Ilustracja pojęć średnich ciśnień: indykowanego $p_i$, użytecznego $p_e$ i tarcia $p_t$

Pamiętając, że na drodze równej skokowi tłoka w czasie suwu rozprężania praca średniego ciśnienia użytecznego

$$L_e = p_e F s$$

można napisać:

$$p_e F s = M_o \cdot 4\pi$$

stąd

$$p_e = \frac{M_o \cdot 4\pi}{F s}$$

a ponieważ $Fs = V_s$, więc

$$p_e = \frac{M_o \cdot 4\pi}{V_s} \text{ (dla czterosuwu)}$$

Dla silnika dwusuwowego, w którym pełny cykl pracy odbywa się w czasie jednego obrotu wału korbowego, praca użyteczna momentu obrotowego w czasie jednego cyklu pracy

$$L_e = T \cdot 2\pi r$$

Stąd średnie ciśnienie użyteczne

$$p_e = \frac{M_o \cdot 2\pi}{V_s}$$

Średnie ciśnienie użyteczne jest mniejsze od średniego ciśnienia indykowanego, ze względu na występowanie strat tarcia.

Średnie ciśnienie strat tarcia jest to taka stała część ciśnienia indykowanego, która zostaje „zużyta'' na pokonywanie strat tarcia oraz strat wentylacji elementów silnika znajdujących się w ruchu. Istnieje zatem zależność:

$$p_t = p_i - p_e$$

Zależność średniego ciśnienia indykowanego, średniego ciśnienia strat tarcia i średniego ciśnienia użytecznego została przedstawiona schematycznie na rys. 4.2.

## 4.5. Sprawność

**Sprawność teoretyczna.** Pojęcie sprawności teoretycznej dotyczy teoretycznego obiegu cieplnego. Jest to stosunek pracy teoretycznej obiegu do ilości ciepła doprowadzonego do obiegu (patrz rozdz. 3)

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_d}$$

**Sprawność indykowana.** Omawiając wykresy rzeczywiste wykazano różnice między obiegami teoretycznymi a rzeczywistymi (rozdz. 3). Stwierdzono, że praca indykowana obiegu jest mniejsza od pracy teoretycznej ze względu na straty związane m.in. z wymianą ładunku, ale także ze względu na różnice w procesie dostarczania ciepła i jego odprowadzania. Wprowadzono zatem pojęcie sprawności indykowanej

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_t}$$

**Sprawność cieplna** jest to stosunek pracy indykowanej (pracy uzyskanej z rzeczywistego obiegu cieplnego w cylindrze silnika) do ilości ciepła doprowadzonego do obiegu. Wyraża się wzorem:

$$\eta_c = \frac{L_i}{Q_d}$$

**Sprawność mechaniczna** ujmuje straty mechaniczne pracy indykowanej na pokonanie głównie oporów tarcia, oporów wentylacyjnych oraz napędu układów silnika (np. układu rozrządu).

Sprawność mechaniczna silnika

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i}$$

gdzie $L_e$ – praca użyteczna mierzona na wale korbowym silnika.

**Sprawność ogólna silnika** jest to wskaźnik, który mówi o efektywności wykorzystania ciepła dostarczonego do obiegu na pracę użyteczną wału korbowego silnika. Wyraża się zatem wzorem:

$$\eta_o = \frac{L_e}{Q_d}$$

Sprawność ogólna jest związana z wyszczególnionymi wyżej sprawnościami zależnością:

$$\eta_o = \eta_t \, \eta_i \, \eta_m = \frac{L_t}{Q_d} \frac{L_i}{L_t} \frac{L_e}{L_i}$$

**Tabl. 4.2.** Zakresy wartości sprawności silników ZI i ZS [69]

| Rodzaj silnika | Sprawność teoretyczna $\eta_t$ | Sprawność cieplna $\eta_c$ | Sprawność indykowana $\eta_i$ | Sprawność mechaniczna $\eta_m$ | *Sprawność ogólna* $\eta_o$ |
|---|---|---|---|---|---|
| ZI | 0,35÷0,45 | 0,25÷0,35 | 0,65÷0,78 | 0,75÷0,85 | 0,20÷0,32 |
| ZS | 0,50÷0,65 (0,70) | 0,40÷0,55 | 0,75÷0,85 | 0,75÷0,80 (0,90) | 0,28÷0,40 (0,45) |

Wartości poszczególnych sprawności (tabl. 4.2) zależą od wielu parametrów charakteryzujących pracę silnika, m.in. od prędkości obrotowej, obciążenia silnika, stopnia sprężania, temperatury cieczy chłodzącej.

## 4.6. Zużycie paliwa

**Godzinowe zużycie paliwa** jest to wskaźnik mówiący o masowym zużyciu paliwa w jednostce czasu. Opisany jest wzorem:

$$G_e = \frac{m_{pal}}{t} \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right]$$

W obecnie obowiązującym układzie jednostek używać się powinno pojęcia sekundowego zużycia paliwa, wówczas

$$G_e = \frac{m_{pal}}{t} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$$

**Jednostkowe zużycie paliwa** jest to wielkość ujmująca również moc użyteczną rozwijaną przez silnik. Wyraża się wzorem:

$$g_e = \frac{G_e}{N_e} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}}\right] \text{ lub } \left[\frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{s}}\right]$$

**Jednostkowe, energetyczne zużycie paliwa.** Wobec znacznych różnic wartości opałowych $W_d$ stosowanych paliw silnikowych coraz częściej uzyskiwanych z innych źródeł niż ropopochodne (tzw. paliw alternatywnych), wskaźnik ten wprowadza się w miejsce jednostkowego zużycia paliwa:

$$g_e^* = \frac{G_e W_d}{N_e} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kW} \cdot \text{h}}\right] \text{ lub } \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kW} \cdot \text{s}}\right]$$

Warto zauważyć, że tak ujęty wskaźnik jednostkowego zużycia energii jest odwrotnością sprawności ogólnej silnika, gdyż w liczniku znajduje się wyrażenie opisujące energię dostarczaną do silnika, w mianowniku zaś — praca użyteczna wykonana w czasie dostarczenia tej energii. Zatem

$$\eta_o = \frac{1}{g_e^*}$$

## 4.7. Średnia prędkość tłoka

Średnia prędkość tłoka jest wskaźnikiem świadczącym o prędkości, z jaką tłok porusza się w cylindrze. Stanowi o tzw. szybkobieżności silnika. Ma ona wymiar prędkości liniowej:

$$c_{śr} = 2sn \left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$$

gdzie $s$ – skok tłoka.

Wartość tego parametru wpływa głównie na trwałość złożenia tłok — cylinder. Parametr ten jest, jak widać, zależny od prędkości obrotowej silnika (a zatem od tego, czy silnik jest wolno-, średnio- czy szybkoobrotowy), ale również od skoku tłoka. Obserwowane tendencje do zmniejszania wartości skoku tłoka wynikają z chęci zmniejszenia wartości średniej prędkości tłoka, z zachowaniem zasady zwiększania maksymalnej prędkości obrotowej silnika.

## 4.8. Objętościowy wskaźnik mocy

Objętościowy wskaźnik mocy jest miarą stopnia „wysilenia" silnika. Wyraża się wzorem:

$$N_V = \frac{N_e}{V_{ss}} \left[\frac{\text{kW}}{\text{dm}^3}\right]$$

## 4.9. Zależności między podstawowymi wskaźnikami pracy silnika

Zależność między mocą użyteczną silnika, momentem obrotowym na wale korbowym i prędkością obrotową silnika (patrz podrozdz. 4.3) jest ujęta wzorem:

$$N_e = M_o \cdot 2\pi \cdot n$$

Jest to charakterystyczny wskaźnik pracy silnika uzyskany w wyniku obliczeń, do których niezbędny jest wynik pomiaru momentu obrotowego na wale korbowym i aktualnej prędkości obrotowej wału korbowego silnika.

Korzystając z wyprowadzonych w podrozdz. 4.5 zależności na średnie ciśnienie użyteczne, można napisać:

$$M_o = \frac{p_e V_{ss}}{4\pi} \quad \text{dla czterosuwu}$$

oraz

$$M_o = \frac{p_e V_{ss}}{2\pi} \quad \text{dla dwusuwu}$$

gdzie $V_{ss}$ – objętość skokowa silnika.

Uwzględniając powyższe dwa wzory na moc użyteczną silnika otrzymamy zależność między mocą użyteczną silnika, średnim ciśnieniem użytecznym, objętością skokową silnika i jego prędkością.

$$N_e = \frac{p_e V_{ss} n}{2} \quad \text{dla czterosuwu}$$

oraz

$$N_e = p_e V_{ss} n \quad \text{dla dwusuwu}$$

Podstawowe wartości wskaźników pracy silników samochodowych zależą od rodzaju silnika oraz jego zastosowania. Wartości te zestawiono w tabl. 4.3.

**Tabl. 4.3.** Podstawowe wskaźniki porównawcze współczesnych silników samochodowych

| | Typ silnika | $p_e$ [MPa] | $N_e/V_{ss}$ [kW/dm$^3$] | $S/D$ | $c_{śr}$ [m/s] | $n_{max}$ [obr/min] | $\varepsilon$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Samochody osobowe | ZI o wielopunktowym wtrysku do kolektora dolotowego, bez doładowania | 0,95÷1,15 | 40÷55 | 0,9÷1,1 | 11÷18 | 5000÷6300 | 8,5÷11,3 |
| Samochody osobowe | ZI o wielopunktowym wtrysku do kolektora dolotowego, doładowany | 1,25÷1,60 | 60÷80 (100) | (0,8) 0,9÷1,1 | 15÷18 | 5000÷6400 | 8÷10 |
| Samochody osobowe | ZI o wtrysku bezpośrednim, bez doładowania | 0,95÷1,2 | 45÷60 | (0,8) 0,9÷1,15 (1,18) | 14,5÷18 | 5000÷6400 | 9,5÷12 |
| Samochody osobowe | ZI o wtrysku bezpośrednim, doładowany | 1,2÷1,6 | 60÷70 | 1,0÷1,1 | 15÷19 | 5500÷6400 | 10÷11 |
| Samochody osobowe | ZS o wtrysku bezpośrednim, doładowany | 1,2÷1,4 (1,65) | 30÷45 (55) | 1,0÷1,2 | 11÷12,5 (13,5) | 4000÷5000 | 18÷19,5 |
| Samochody ciężarowe | ZS o wtrysku bezpośrednim, doładowany | 1,0÷1,2 | 25÷32 (35) | 1,2÷1,35 | 8÷10 | 1800÷2200 (2500) | 17÷18,5 |

5 ROZDZIAŁ

# Podstawowe charakterystyki silników

## 5.1. Wprowadzenie

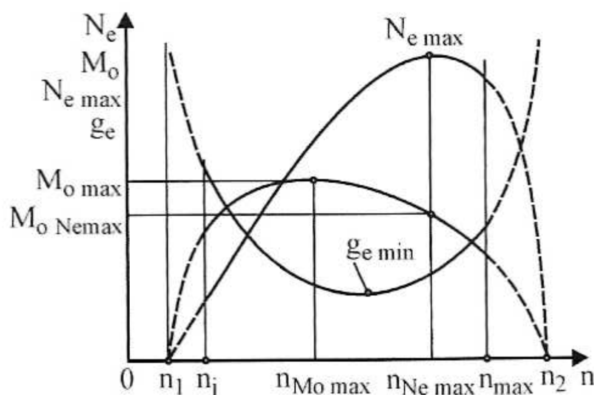
Charakterystyką tłokowego silnika spalinowego nazywa się zależność wybranych wskaźników silnika od innego wskaźnika. Najczęściej są sporządzane charakterystyki

— prędkościowe, opisujące zależność wybranych wskaźników pracy silnika od jego prędkości obrotowej $n$;
— obciążeniowe, opisujące zależność wybranych wskaźników pracy silnika od obciążenia silnika $M_o$ ($p_e$);
— regulacyjne, opisujące zależność wybranych wskaźników pracy silnika od parametru regulowanego w silniku (np. składu mieszanki palnej określonej współczynnikiem nadmiaru powietrza $\lambda$, kąta wyprzedzenia zapłonu lub wtrysku);
— ogólne, wynikające z badań oraz przeliczeń wyników badań, wiążące ze sobą szereg charakterystyk np. prędkościowych, często z umieszczonymi dodatkowymi charakterystykami.

## 5.2. Charakterystyki prędkościowe

Podstawową charakterystyką prędkościową jest charakterystyka momentu obrotowego silnika $M_o$ w zależności od prędkości obrotowej $n$. Charakterystykę tę sporządza się na podstawie wyników z pomiarów stanowiskowych. Uzupełniona jest ona obliczeniową już charakterystyką mocy użytecznej $N_e$. Schemat tej podstawowej charakterystyki prędkościowej przedstawiono na rys. 5.1.

Dla maksymalnych nastaw urządzeń regulujących moc silnika uzyskuje się tzw. charakterystykę prędkościową zewnętrzną, natomiast dla częściowych, pośrednich nastaw — charakterystyki mocy częściowych (dławionych). Można także rozróżnić charakterystykę np. granicy dymienia — ta będzie wynikać z takich nastaw wartości dawki paliwa (dotyczy silników ZS), przy których zadymienie spalin spełnia wymagania przyjętej normy. Charakterystyki takie, jak również wszystkie charakterystyki mocy częściowych, będą się znajdować poniżej charakterystyki zewnętrznej silnika.




**Rys. 5.1.** Podstawowa charakterystyka prędkościowa silnika

Kształt krzywej momentu obrotowego silnika zależy głównie od zmienności niżej wymienionych charakterystycznych wskaźników w zależności od prędkości obrotowej silnika:
— współczynnika napełnienia $\eta_V$;
— sprawności ogólnej silnika $\eta_o$;
— współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda$.

Kształtowanie krzywej momentu obrotowego w nowoczesnych silnikach spalinowych odbywa się głównie przez korygowanie krzywej $\eta_V = f(n)$, wymagania bowiem dotyczące ochrony środowiska przed zanieczyszczeniami zawartymi w spalinach w większości rozwiązań narzucają utrzymywanie stałej wartości współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda$. Możliwości korygowania sprawności ogólnej silnika są w trakcie eksploatacji silnika bardzo ograniczone. Oczywiście konstruktorzy dążą do tego, by sprawność ogólna $\eta_o$ przyjmowała w całym zakresie prędkości i obciążeń silnika możliwie duże wartości. Pamiętać należy, że charakter krzywej momentu obrotowego $M_o$ oraz średniego ciśnienia użytecznego $p_e$ jest taki sam. Wielkości te są ze sobą powiązane wzorami podanymi w podrozdz. 4.5.

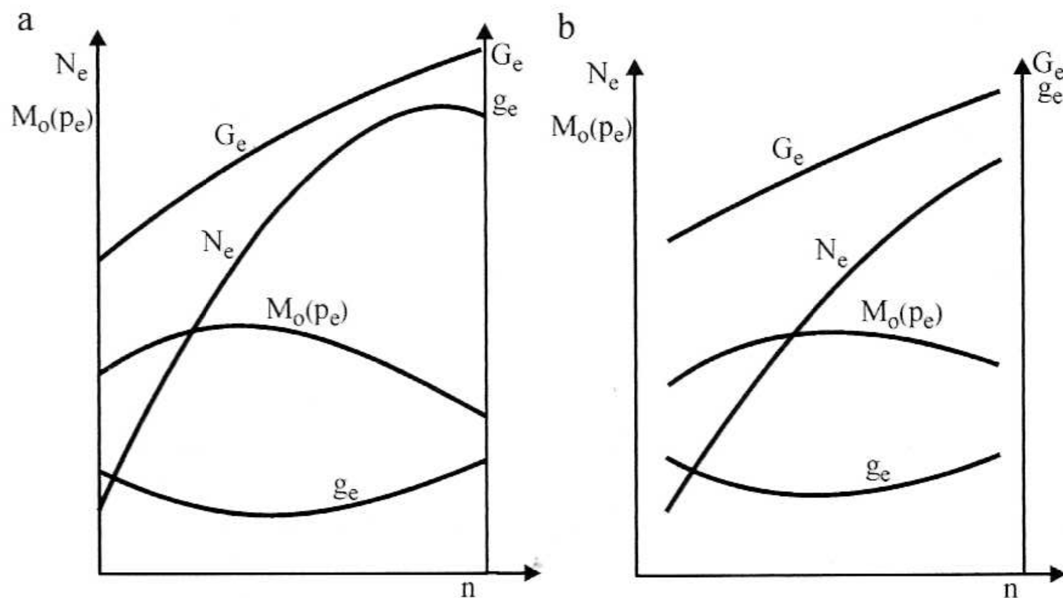
Dysponując charakterystyką prędkościową zewnętrzną można określić
— prędkość obrotową biegu jałowego $n_j$, przy której silnik po uruchomieniu pracuje pewnie, pokonując oprócz oporów wewnętrznych własnych również opory niezbędnych zespołów napędzanych z wału korbowego (np. pompa wtryskowa, pompa wody);
— prędkość obrotową momentu maksymalnego $n_{Mo\max}$;
— prędkość obrotową maksymalnej mocy użytecznej $n_{Ne\max}$;
— maksymalną prędkość obrotową silnika $n_{\max}$, narzuconą różnymi kryteriami (trwałości zespołów silnika, minimalnej wartości zmniejszającego się w tym zakresie momentu obrotowego silnika $M_o$ itd.);
— maksymalny moment obrotowy silnika $M_{Mo\max}$;
— maksymalną moc użyteczną silnika $N_{e\max}$.

Oznaczona prędkość obrotowa silnika $n_1$ (prędkość, przy której silnik zostaje uruchomiony) oraz $n_2$ (prędkość, przy której silnik pracuje jedynie na pokonywanie oporów własnych przy wyraźnym zmniejszeniu sprawności napełnienia $\eta_V$) charakteryzują się zerową wartością momentu obrotowego oraz w konsekwencji zerową wartością mocy użytecznej. Z praktycznego punktu widzenia interesującym zakresem prędkości obrotowych jest zakres $n_j - n_{\max}$.

Charakterystyka prędkościowa zewnętrzna (rys. 5.2) daje możliwość oceny elastyczności silnika. Jest to cecha informująca o sposobie reagowania silnika na zmieniające się obciążenie. Wyróżnia się pojęcia
— wskaźnika elastyczności momentu obrotowego

$$e_M = \frac{M_{o\max}}{M_{oNe\max}}$$

gdzie $M_{oNe\max}$ – moment obrotowy przy maksymalnej mocy użytecznej silnika;




**Rys. 5.2.** Przykładowe charakterystyki prędkościowe silników ZI (*a*) i ZS (*b*)

— wskaźnika elastyczności prędkości obrotowej

$$e_n = \frac{n_{Ne\max}}{n_{Mo\max}}$$

Wskaźnik elastyczności momentu obrotowego określa możliwy do wykorzystania „zapas" momentu obrotowego silnika. Im większa jest różnica $M_{o\max} - M_{oNe\max}$, tym większy ten „zapas", a więc większa nadwyżka, umożliwiająca pokonanie momentu oporów ruchu. Cecha ta jest bardzo istotna w przypadku silników samochodowych eksploatowanych przy ciągle zmieniających się oporach ruchu.

Podobnie wskaźnik elastyczności prędkości obrotowej stanowi informację o tym, w jakim zakresie zmian prędkości obrotowej silnika można liczyć na samodostosowanie się silnika do zwiększenia momentu oporów ruchu. Iloczyn tych wskaźników jest zwany wskaźnikiem elastyczności silnika

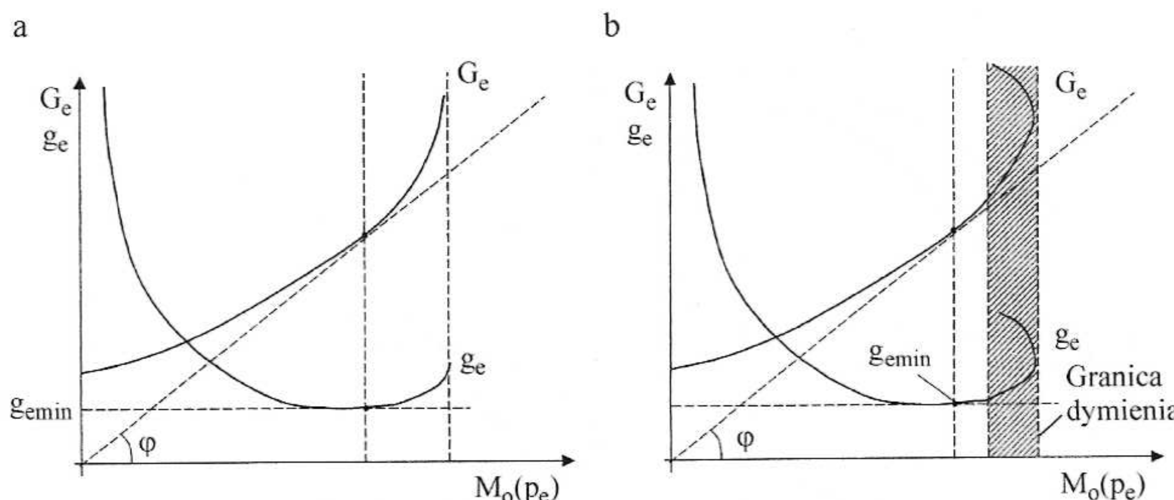
$$e = e_m\, e_n = \frac{M_{o\max}}{M_{oNe\max}} \, \frac{n_{Ne\max}}{n_{Mo\max}}$$

W czasie sporządzania charakterystyk prędkościowych mierzy się godzinowe zużycie paliwa $G_e$ i oblicza jednostkowe zużycie paliwa $g_e$.

Charakterystykę prędkościową zewnętrzną silnika uzupełnia się zatem krzywymi $G_e = f(n)$ oraz $g_e = f(n)$.

## 5.3. Charakterystyki obciążeniowe

Podstawową charakterystyką obciążeniową silnika jest charakterystyka zależności godzinowego zużycia paliwa $G_e$ od obciążenia silnika, wyrażonego najczęściej momentem obrotowym $M_o$ lub średnim ciśnieniem efektywnym $p_e$ obliczonym na




**Rys. 5.3.** Przykładowe charakterystyki obciążeniowe silników ZI (*a*) i ZS (*b*)

podstawie zmierzonego momentu obrotowego. Charakterystykę taką (rys. 5.3) sporządza się zachowując przyjętą stałą wartość prędkości obrotowej $n$. Uzupełnia się ją często charakterystyką jednostkowego zużycia paliwa $g_e$, również w zależności od zmieniającego się obciążenia $M_o$ lub $p_e$, uzyskiwaną na drodze obliczeniowej na podstawie pomierzonych wcześniej wartości $M_o$ i $G_e$. Znajomość stałej prędkości obrotowej $n$, zachowywanej przy sporządzaniu charakterystyki obciążeniowej, pozwala na obliczenie mocy użytecznej $N_e$ niezbędnej do obliczenia $g_e$ zgodnie z wzorem

$$g_e = \frac{G_e}{N_e}$$

Analizując charakterystykę silnika ZI łatwo zauważyć, co jest zresztą oczywiste, że zwiększeniu obciążeń towarzyszy zwiększenie godzinowego zużycia paliwa. Widać również, że przy obciążeniach zbliżonych do maksymalnych wzrost ten staje się gwałtowny. W dawnych rozwiązaniach silników gaźnikowych obszar gwałtownego zwiększenia godzinowego zużycia paliwa wynikał z przejścia z pracy gaźnika na mieszance zubożonej ($\lambda = 1{,}2 \div 1{,}3$) do pracy na mieszance bogatszej ($\lambda = 1 \div 0{,}9$), w celu chwilowego uzyskania maksymalnego obciążenia. W silnikach nowoczesnych wyposażonych w układy wtryskowe współpracujące z sondą $\lambda$ obszar ten również wynika z faktu zignorowania sygnałów sondy $\lambda$ i przejścia na skład $\lambda < 1$ w celu okazjonalnego uzyskania maksymalnych obciążeń (mocy) silnika. Wobec zwiększenia w tym zakresie obciążeń godzinowego zużycia paliwa $G_e$ przy znacznie mniejszym przyroście obciążenia $M_o$ (a zatem również mocy $N_e$) gwałtownie zwiększa się jednostkowe zużycie paliwa $g_e$.

Krzywa jednostkowego zużycia paliwa ma zatem wyraźne minimum. Odpowiada ono obciążeniu ($M_o$) wyznaczanemu przez poprowadzenie stycznej do krzywej $G_e$ z początkiem układu współrzędnych, bowiem:

$$q_e = \frac{G_e}{N_e} = \frac{G_e}{M_o \cdot 2\pi n} = \operatorname{tg}\varphi \frac{1}{2\pi n}$$

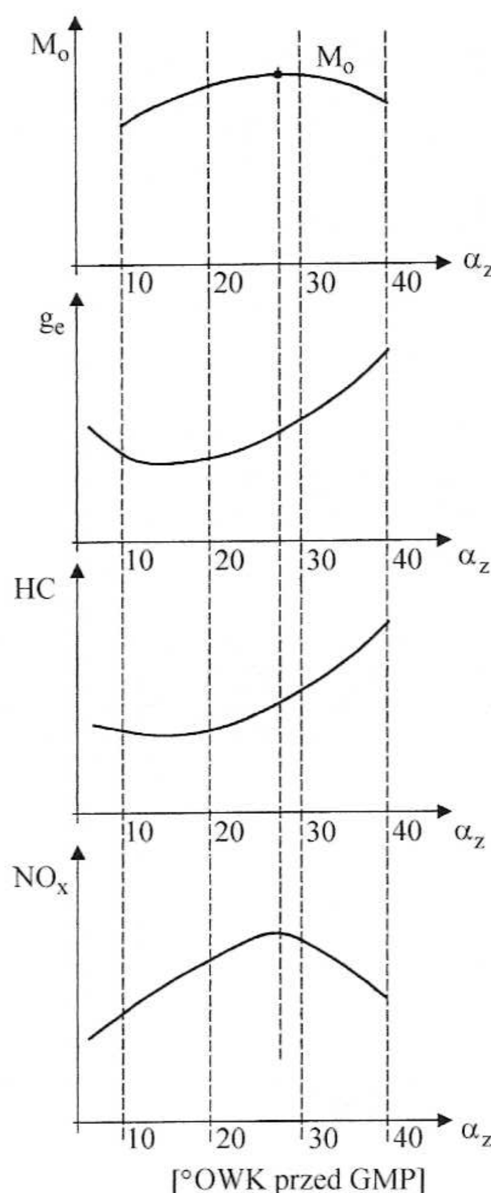
Wyrażenie to przyjmuje wartość minimalną dla minimalnej wartości kąta $\varphi$, gdyż wówczas tg $\varphi$ osiągnie również minimum. Dla minimalnej wartości kąta $\varphi$ prosta poprowadzona z początku układu współrzędnych jest styczna do krzywej godzinowego zużycia paliwa $G_e$. Podobne zależności daje się zaobserwować analizując charakterystykę obciążeniową silnika ZS.

Tego typu silnik osiąga maksymalny moment obrotowy po przekroczeniu tzw. granicy dymienia. Efekt ten jest wywoływany niecałkowitym spalaniem dawki paliwa (przy $\lambda < 1{,}2 \div 1{,}3$). Jest rzeczą charakterystyczną, że dalszemu zwiększaniu dawki paliwa, wywołującemu zwiększanie godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa, towarzyszy zmniejszenie osiąganego momentu obrotowego $M_o$. Przyczyną tego zjawiska jest m.in. zwiększenie ujemnej pracy sprężania wywołane wtryskiem stosunkowo dużej dawki paliwa przed GMP, nie rekompensowane już zwiększeniem pracy w suwie rozprężania, gdyż wobec braku tlenu paliwo to nie bierze udziału w procesie spalania.

## 5.4. Charakterystyki regulacyjne

Charakterystyki regulacyjne silnika (rys. 5.4) wykonuje się w celu ustalenia lub zaprogramowania podstawowych parametrów regulacyjnych. Do nich najczęściej należą:
— kąt wyprzedzenia wtrysku lub zapłonu;
— skład mieszanki palnej;
— parametry charakteryzujące wtrysk paliwa w silniku ZS (np. ciśnienie wtrysku);
— stopień sprężania (w silnikach najnowszej generacji).

Najczęściej najkorzystniejszą wartość jednego wskaźnika pracy silnika uzyskuje się przy niekoniecznie najlepszej wartości innego ważnego wskaźnika. Ustala się zatem pewną hierarchię ważności wskaźników pracy silnika przy doborze regulacji. Korzysta się przy tym z rozbudowanych programów optymalizacyjnych. W ostatnich kilku dziesięcioleciach głównym kryterium optymalizacyjnym stały się normy dotyczące ochrony środowiska przed skażeniami motoryzacyjnymi.




**Rys. 5.4.** Przykładowe charakterystyki regulacyjne: maksymalnego momentu obrotowego $M_o$, jednostkowego zużycia paliwa $g_e$, stężenia HC i $NO_x$ w spalinach silnika ZI w zależności od kąta wyprzedzenia zapłonu $\alpha_z$

## 5.5. Charakterystyki ogólne

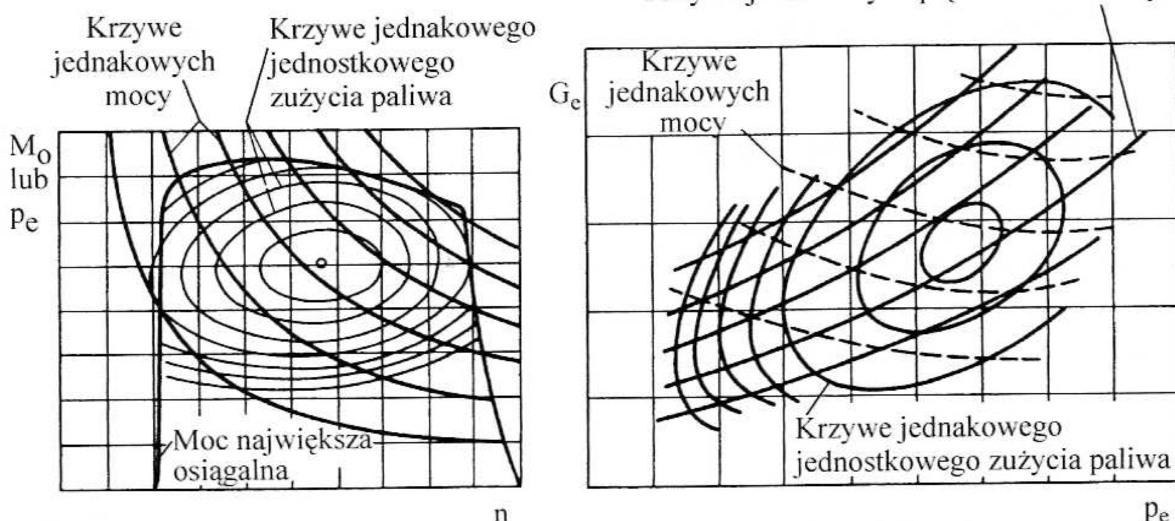
Charakterystyki tego typu pozwalają na analizę wskaźników pracy silnika w różnych warunkach, tj. w pełnym zakresie obciążeń i prędkości obrotowych.

Można je budować na podstawie wykonanych wcześniej wielu charakterystyk obciążeniowych sporządzonych dla różnych prędkości obrotowych silnika lub też na podstawie charakterystyk prędkościowych dla mocy częściowych (dławionych) oraz cha-

rakterystyki prędkościowej zewnętrznej. Sposób sporządzania tych charakterystyk był wielokrotnie opisywany przez autorów podręczników i książek silnikowych [4, 69].

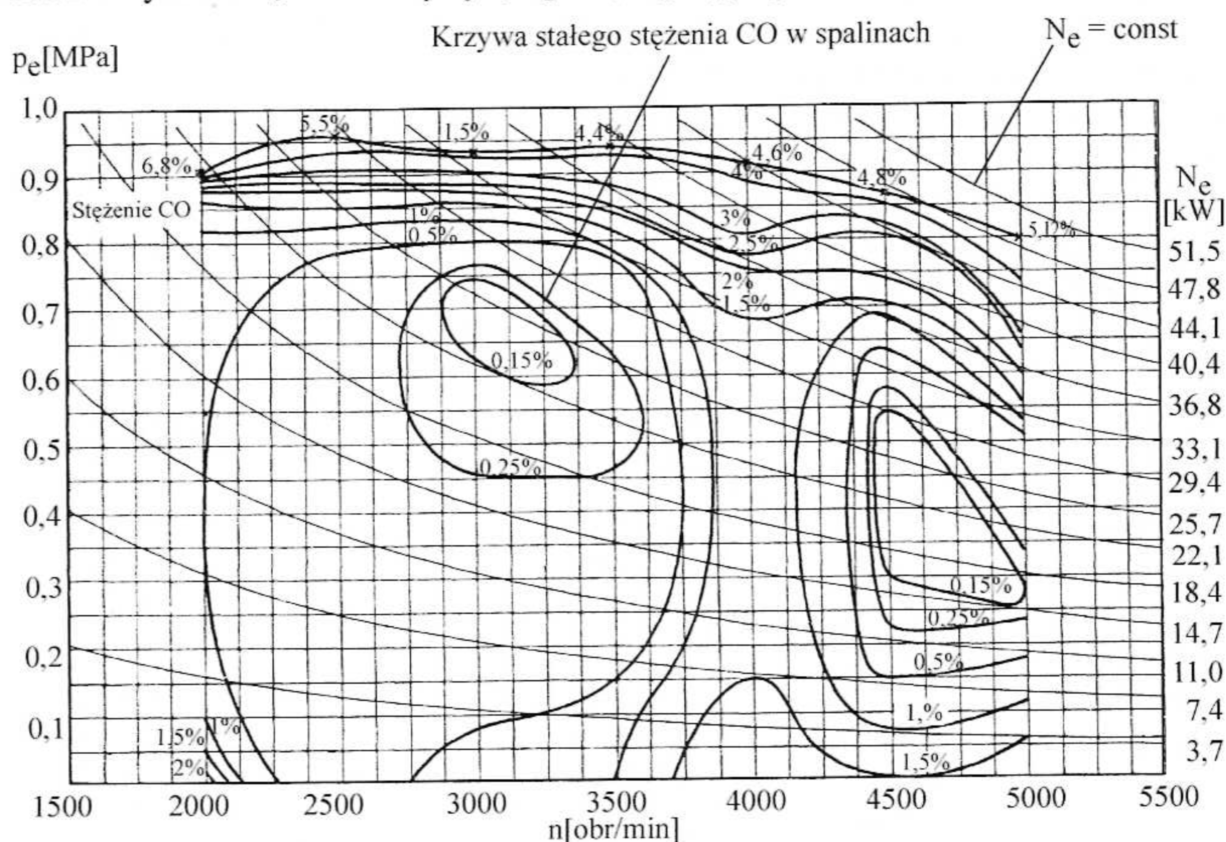
Charakterystyki ogólne najczęściej są sporządzane w układzie przedstawionym na rys. 5.5.

Charakterystyka przedstawiona na tym rysunku służy głównie do analizy obszarów pracy (zakresu prędkości obrotowych, obciążenia silnika $M_o$ i mocy użytecznej $N_e$) przy




**Rys. 5.5.** Przykładowe charakterystyki ogólne silnika [69]

założonym z góry zakresie możliwych do zaakceptowania wartości jednostkowego zużycia paliwa $g_e$. Charakterystyki ogólne mogą być i są sporządzane do analizy obszarów pracy silnika dla założonego z góry stężenia wybranego składnika w spalinach. Przykładową charakterystykę ogólną tego typu przedstawiono na rys. 5.6.




**Rys. 5.6.** Przykładowa charakterystyka ogólna stężenia tlenku węgla w spalinach [4]

# 6 ROZDZIAŁ

# Spalanie

## 6.1. Wprowadzenie

Poprawne poprowadzenie procesu spalania w tłokowym silniku spalinowym jest niezmiernie trudne. Trudność ta wynika z dużej dynamiki zjawisk zachodzących w trakcie samego spalania mieszanki paliwowo-powietrznej i jest efektem dążenia konstruktorów silników do zwiększania prędkości obrotowej, a w konsekwencji do uzyskiwania coraz większych wartości objętościowego wskaźnika mocy $N_V = \frac{N_e}{V_{ss}}$. Skraca się zatem czas przewidziany na przygotowanie mieszanki palnej i realizację samego procesu spalania.

Organizacja procesu spalania zależy także od obowiązujących norm i kryteriów narzucających ograniczenia wartości wskaźników pracy silnika. W początkowym okresie rozwoju konstrukcji tłokowych silników o zapłonie iskrowym najważniejszymi kryterialnymi wskaźnikami były objętościowy wskaźnik mocy silnika $N_V = \frac{N_e}{V_{ss}}$ oraz sprawność ogólna silnika $\eta_0$ (jednostkowe zużycie paliwa $g_e$).

Ostatnio wskaźniki te, choć ważne, zeszły na drugi plan. Pierwszoplanowe kryterium projektowania współczesnego silnika wyznaczyło wprowadzenie surowych norm dotyczących zanieczyszczenia środowiska, istotnym wskaźnikiem stało się zatem stężenie toksycznych składników w spalinach. Wymienione wskaźniki pracy silnika są funkcją m.in. współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda$, jednego z najbardziej istotnych parametrów regulacyjnych decydujących o ich wartości, szczególnie w silnikach ZI. Jak wynika z rys. 6.1, jednoczesne uzyskanie maksymalnej sprawności ogólnej (minimalnej wartości $g_e$) i maksymalnej mocy efektywnej jest niemożliwe. Przy próbie uwzględnienia jednocześnie trzeciego warunku, dotyczącego toksyczności spalin, zagadnienie komplikuje się jeszcze bardziej.

W procesie spalania występują jeszcze dodatkowe zjawiska, ograniczające swobodę doboru wartości współczynnika $\lambda$: spalanie stukowe jak również tzw. wypada-

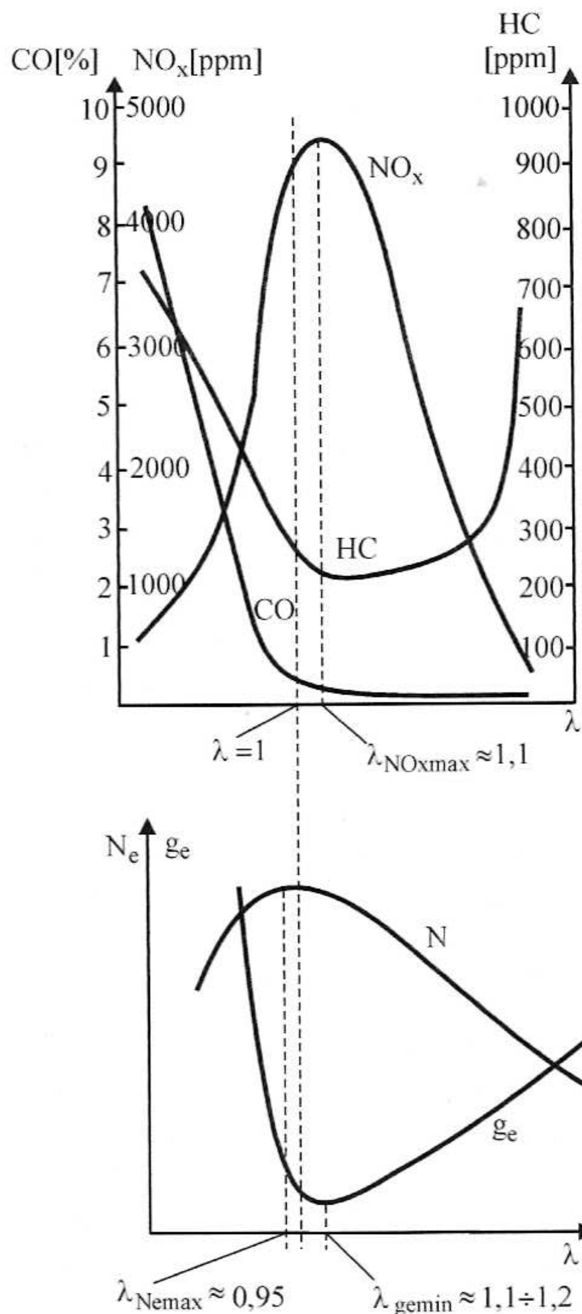
nie zapłonów (wypadanie kolejnych cykli pracy) w przypadku stosowania mieszanek o składzie zbliżonym do dolnej lub górnej granicy zapłonu.

Przebieg spalania można podzielić na trzy podstawowe okresy (rys. 6.2):

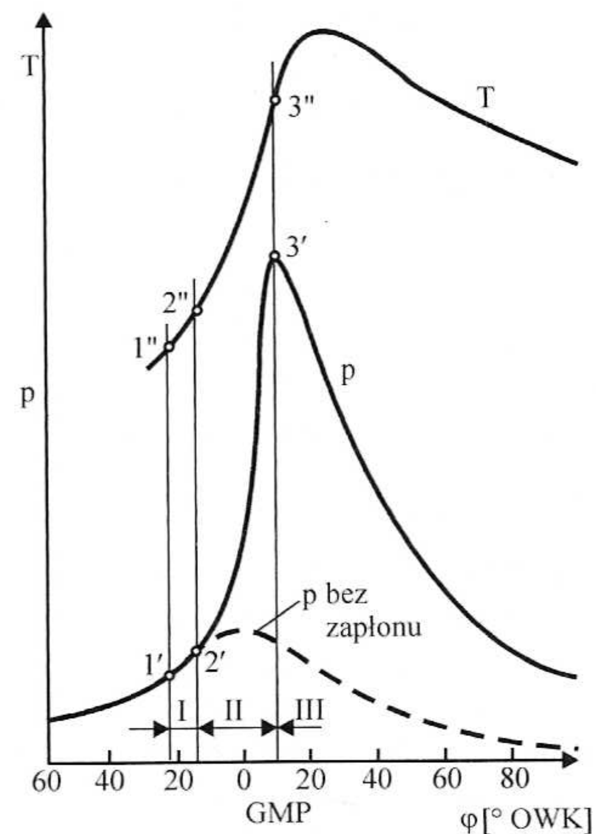
— wstępny (rozpłomienienia), trwający od pojawienia się iskry do wzrostu ciśnienia;
— właściwego spalania, charakteryzujący się dużą prędkością wywiązywania się ciepła, a zatem znacznymi przyrostami ciśnienia $dp/d\alpha$, trwający zazwyczaj do osiągnięcia maksymalnego ciśnienia;
— dopalania, trwający już przy spadku ciśnienia w komorze spalania wywołanym zwiększającą się jej objętością.

Niezbędne do realizacji procesu spalania komory spalania mogą się znajdować

— w głowicy;
— w tłoku;
— częściowo w głowicy, częściowo w tłoku.



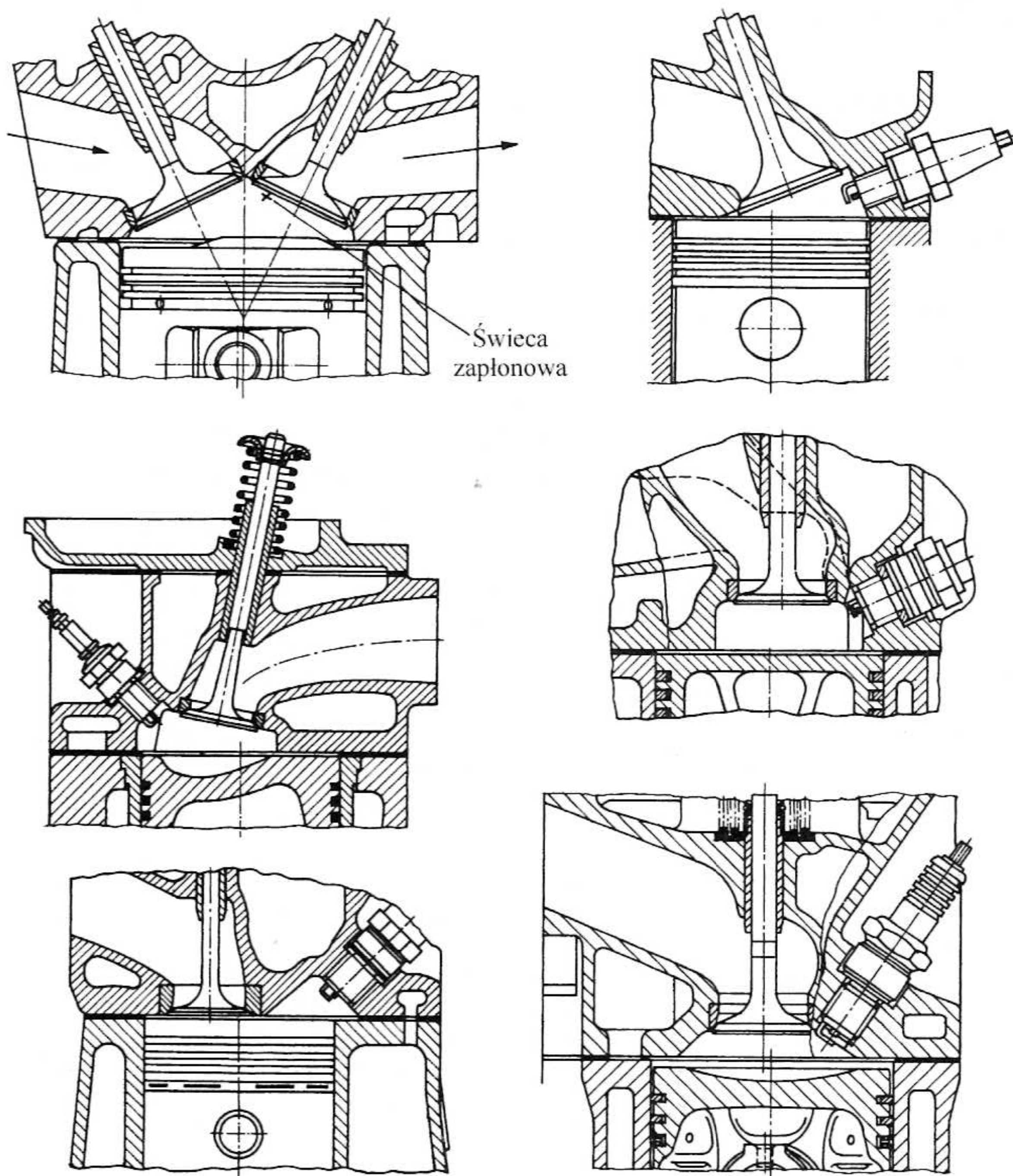

**Rys. 6.1.** Zależność stężeń podstawowych składników toksycznych w spalinach (CO, HC, $NO_x$) oraz maksymalnej mocy użytecznej $N_e$ i minimalnego jednostkowego zużycia paliwa $g_e$ (prędkość obrotowa silnika i otwarcie przepustnicy stałe) od współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda$ w silniku ZI




**Rys. 6.2.** Podstawowe okresy procesu spalania w silniku ZI

*I* – okres wstępny, *II* – okres właściwego spalania, *III* – okres dopalania

*1* – zapłon, *2* – początek spalania, *3* – maksymalne ciśnienie (koniec właściwego okresu spalania)




**Rys. 6.3.** Przykładowe rodzaje komór spalania w silnikach ZI [69]

Rozwiązania konstrukcyjne komór spalania (rys. 6.3) stanowią na ogół kompromis, uwzględniający — często wzajemnie sprzeczne — wymagania, które komory spalania powinny spełniać, m.in.

— mieć kształt korzystny dla wymiany ładunku;
— mieć możliwie najmniejsze pole powierzchni ścian przy danej objętości;
— zapewniać odpowiednio intensywne zawirowanie ładunku;
— mieć dobrze chłodzone i o jak najmniejszej objętości części najbardziej odległe od świecy zapłonowej;
— nie zawierać szczelin, w których mógłby gasnąć płomień;
— nie zawierać elementów ulegających przegrzewaniu.

## 6.2. Spalanie w silnikach ZI

### 6.2.1. Tworzenie i spalanie mieszanki jednorodnej

Analiza stosowanych rozwiązań konstrukcyjnych samochodowych tłokowych silników spalinowych prowadzi do wniosku, że występują dwa zasadnicze systemy:
- system spalania mieszanek jednorodnych (homogenicznych);
- system spalania mieszanek uwarstwionych (heterogenicznych).

Sposób tworzenia mieszanki homogenicznej zależy w dużej mierze od rodzaju paliwa (tabl. 6.1).

**Tabl. 6.1.** Klasyfikacja sposobów tworzenia mieszanki jednorodnej w silniku ZI

| Nazwa paliwa | | Sposób tworzenia mieszanki |
|---|---|---|
| Paliwa gazowe | — metan<br>— propan<br>— butan<br>— gaz ziemny<br>— gaz koksowniczy<br>— gaz miejski<br>— gaz fermentacyjny<br>— LPG (mieszanina propanu i butanu) | W przypadku magazynowania w postaci gazowej:<br>— w mieszalniku zabudowanym w układzie dolotowym lub przez zawór dozujący (wdmuchiwanie)<br>W przypadku magazynowania w postaci ciekłej:<br>— wstępne odparowywanie w odparowywaczu-reduktorze, a następnie wymieszanie w mieszalniku lub wdmuchiwanie zaworem dozującym, zabudowanym w układzie dolotowym,<br>— wtrysk w fazie ciekłej i odparowanie w kolektorze dolotowym. |
| Paliwa ciekłe | — alkohol etylowy<br>— alkohol metylowy<br>— benzyny | W układzie dolotowym przed cylindrem za pomocą:<br>— odparowywaczy i mieszalników,<br>— gaźników,<br>— urządzeń wtryskowych jedno- i wielopunktowych do kolektora dolotowego.<br>W cylindrze za pomocą:<br>— urządzenia wtryskowego do cylindra z wtryskiem realizowanym na początku suwu napełniania. |

Paliwa gazowe dostarczane wymienionymi w tablicy sposobami łatwo mieszają się z powietrzem, tworząc jednorodną mieszankę. Paliwa ciekłe wymagają stosowania specjalnych zabiegów, głównie rozdrobnienia, ale często podgrzewania w celu szybkiego przejścia w fazę gazową. Czasem proces ten trwa jeszcze w suwie napełniania i spalania w cylindrze. We wszystkich przypadkach dążono do sterowania składu mieszanki pod kątem przyjętego kryterium (dużej wartości sprawności ogólnej $\eta_o$, dużego wskaźnika mocy z jednostki objętości $N_V$, czy też założonego składu spalin).

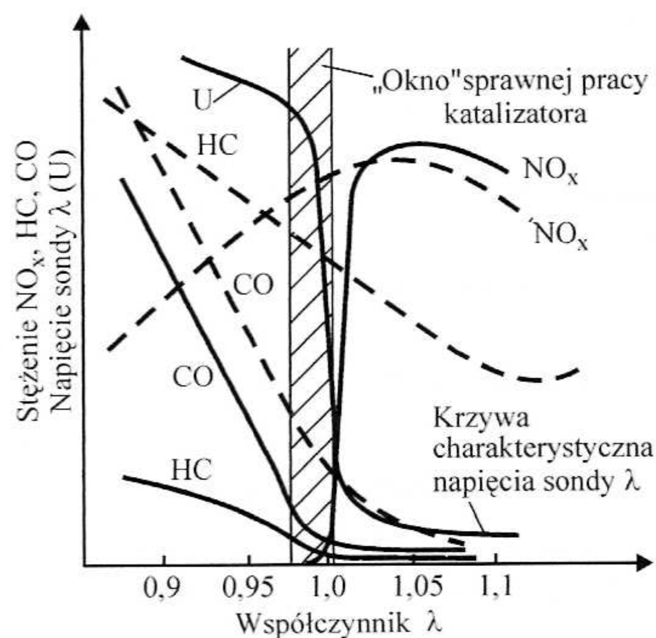
W większości rozwiązań tłokowych silników spalinowych stosowanych w pojazdach samochodowych do lat siedemdziesiątych XX w. konstruktorzy realizowali ideę pracy silnika w dużym zakresie obciążeń częściowych (praktycznie wykorzystywanym w czasie eksploatacji silnika) przy składzie mieszanki palnej $\lambda \approx 1,1 \div 1,2$ ze względu na maksymalną wartość sprawności ogólnej.

Rozwiązania urządzeń dozujących gaz, gaźników, układów wtrysku do kolektora dolotowego czy też cylindra pozwalały również na okresowe wzbogacanie mieszanki

($\lambda \approx 0{,}9$) w celu uzyskania maksymalnej mocy silnika. Było to możliwe ze względu na stosunkowo liberalne przepisy i normy dotyczące ochrony środowiska. Ich wprowadzenie w latach siedemdziesiątych XX w. i kolejne zaostrzanie wymagań wywołało istotną zmianę w regulacji składu mieszanki, okazało się bowiem, że spełnienie tych wymagań jedynie przez zmiany współczynnika nadmiaru powietrza stało się niemożliwe. Zdecydowano się na wprowadzenie urządzeń zmniejszających emisję podstawowych składników w spalinach — reaktorów katalitycznych, powszechnie niesłusznie określanych mianem katalizatorów.

Najpopularniejszy jest utleniająco-redukujący reaktor katalityczny zmniejszający emisję $NO_x$ oraz HC i CO. Działanie tego urządzenia jest jednak najbardziej efektywne w zakresie składu mieszanki palnej zbliżonego do $\lambda = 1$ lub minimalnie bogatszej. Takie wąskie „okno pracy" reaktora katalitycznego zapewnia sonda $\lambda$, sprzężona z układem decydującym o wydatku paliwa. Przykład oddziaływania reaktora katalitycznego pracującego w układzie wylotowym silnika wyposażonym w sondę $\lambda$ przedstawiono na rys. 6.4.

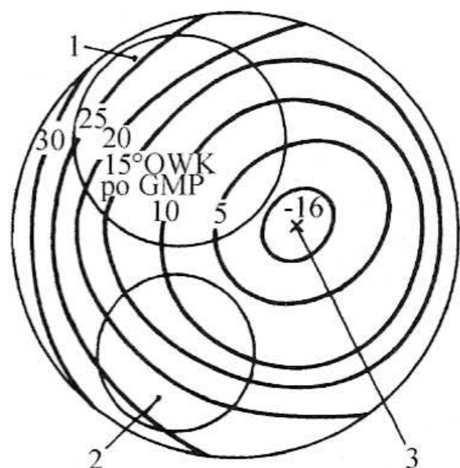
Z wykresów przedstawionych na rys. 6.1 wynika, że zakres najsprawniejszej pracy reaktora katalitycznego występuje między składem mieszanki charakterystycznym dla minimalnego jednostkowego zużycia paliwa oraz składem odpowiadającym maksymalnej mocy użytecznej. Niestety, jest to koszt, z którym należy się liczyć, ze względu na ochronę środowiska naturalnego. Okazjonalnie układy sterujące pracę silnika zezwalają na uzyskanie maksymalnej jego mocy, ignorując na krótki czas sterowanie z wykorzystaniem sondy $\lambda$. Odbywa się to kosztem krótkotrwałego zwiększenia emisji składników spalin. Układy te z zasady nie dopuszczają do przejścia regulacji na ekonomiczną ($\lambda \approx 1{,}05 \div 1{,}1$) ze względu na gwałtowne w tym zakresie zwiększenie emisji $NO_x$.




**Rys. 6.4.** Wykres stężeń składników w spalinach oraz zakres pracy sondy $\lambda$
– – – – – w przypadku układu wylotowego bez reaktora katalitycznego, ——— w przypadku układu wylotowego z reaktorem katalitycznym

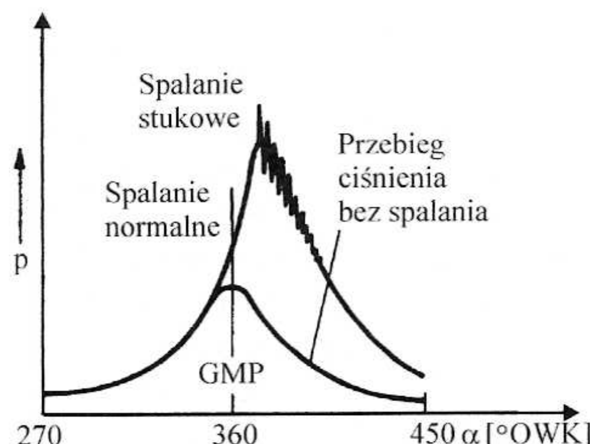
Przebieg spalania mieszanki jest uzależniony także od konstrukcji komory spalania oraz od konstrukcji układów dolotowego i wylotowego, wywołujących zawirowanie ładunku w cylindrze. Teoretyczne rozprzestrzenianie się płomienia w przypadku spalania mieszanki jednorodnej przedstawiono na rys. 6.5.

W rzeczywistości zmiana położenia frontu płomienia (prędkość rozprzestrzeniania się płomienia) zależy w dużej mierze od zawirowania ładunku i kształtu komory spalania. We współczesnych konstrukcjach szybkoobrotowych, samo-




**Rys. 6.5.** Schemat rozprzestrzeniania się płomienia od świecy [28]

*1* — zawór dolotowy, *2* — zawór wylotowy, *3* — świeca




**Rys. 6.6.** Wykres ciśnień w procesie spalania z występującym spalaniem stukowym [69]

chodowych silników spalinowych pracujących na mieszankach jednorodnych dąży się do

— centralnego usytuowania świecy zapłonowej, w celu zapewnienia jednakowej drogi płomienia w różnych kierunkach komory spalania (skraca to czas do zakończenia procesu spalania);

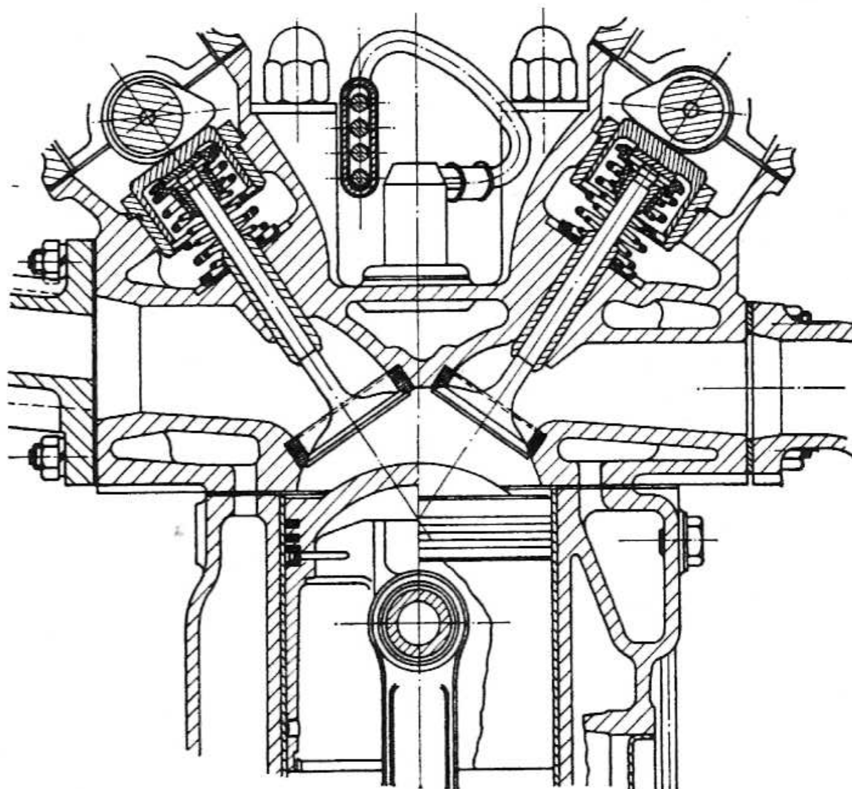
— wytworzenia silnego zawirowania ładunku, w celu zwiększenia prędkości rozprzestrzeniania płomienia;

— zwartości komory spalania, unikania tworzenia „wnęk", które sprzyjają powstawaniu ognisk samozapłonu i w efekcie spalaniu stukowemu;

— odpowiedniego usytuowania miejsc gorących, tj. świecy zapłonowej i zaworu wylotowego w pobliżu siebie, by proces spalania przebiegał od miejsc gorących do chłodniejszych, również w celu ograniczenia niebezpieczeństwa spalania stukowego.

Spalanie stukowe jest negatywnym zjawiskiem, wywołanym samozapłonem części mieszanki palnej w części komory spalania w wyniku przekroczenia temperatury samozapłonu wskutek gwałtownego wzrostu ciśnienia (rys. 6.6) jeszcze przed dotarciem frontu płomienia. Podobny efekt może spowodować zapłon mieszanki od gorącego elementu komory spalania w położeniach tłoka nie odpowiadających optymalnej chwili zapłonu.

Omówione cechy komór spalania we współczesnych szybkoobrotowych silnikach spalinowych pojazdów samochodowych uzyskuje się przez odpowiednie ukształtowanie głowicy oraz denka tłoka przy wielozaworowych rozwiązaniach układu rozrządu umieszczonego w głowicy silnika z centralnie umieszczoną świecą zapłonową. Przykład przedstawiono na rys. 6.7.






**Rys. 6.7.** Przykładowa współczesna komora spalania wielozaworowego silnika samochodu osobowego [52]

### 6.2.2. Tworzenie i spalanie mieszanki uwarstwionej

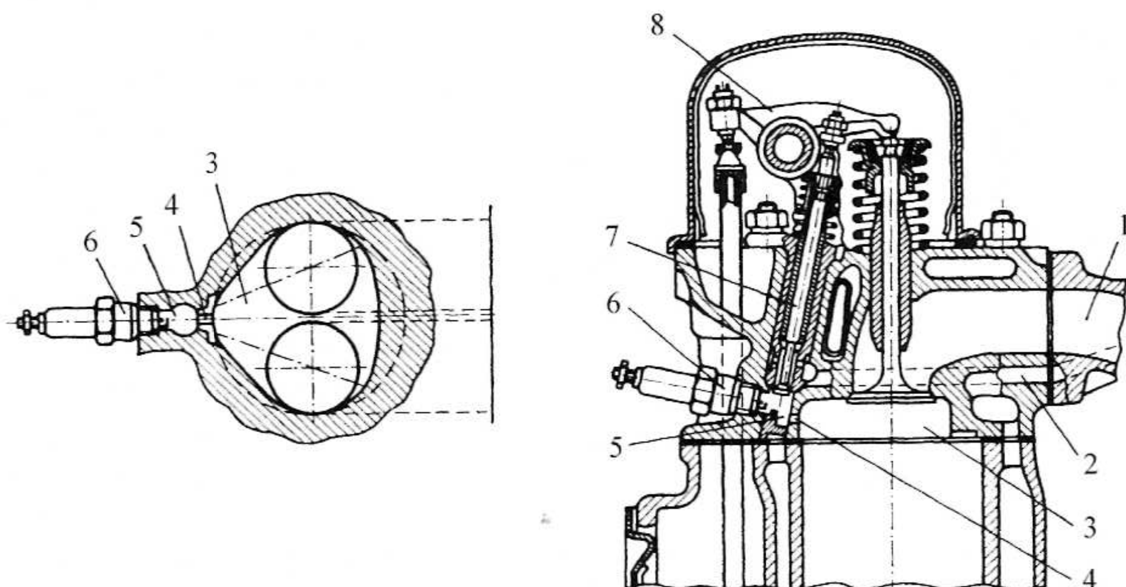
Idea wytworzenia systemu spalania o ładunku uwarstwionym pojawiała się już we wczesnym okresie rozwoju konstrukcji tłokowego silnika spalinowego. Wynikała ona z chęci spalania ubogich mieszanek paliwowo-powietrznych o ogólnym współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda > 1{,}2$, prowadziło to bowiem do poprawy sprawności ogólnej silnika. Przeżywa ona renesans obecnie, gdyż ten zakres składu mieszanki jest korzystny również z punktu widzenia stężenia składników w spalinach. Stężenie CO jest bardzo małe, stężenie $NO_x$ — zmniejsza się wraz ze zubażaniem mieszanki ($\lambda > 1{,}1$), stężenie zaś HC jeszcze nie zwiększa się zbyt gwałtownie.

Spalanie mieszanek uboższych niż scharakteryzowanych współczynnikiem $\lambda = 1{,}3$ napotyka jednak wyraźne trudności, wynikające z utrudnionego zapłonu. Ich pokonanie okazało się możliwe dzięki uwarstwieniu mieszanki palnej. Przeprowadzenie procesu spalania sprowadza się do takiej organizacji napełniania, by w okolicach świecy zapłonowej w chwili zapłonu znajdowała się mieszanka bogata

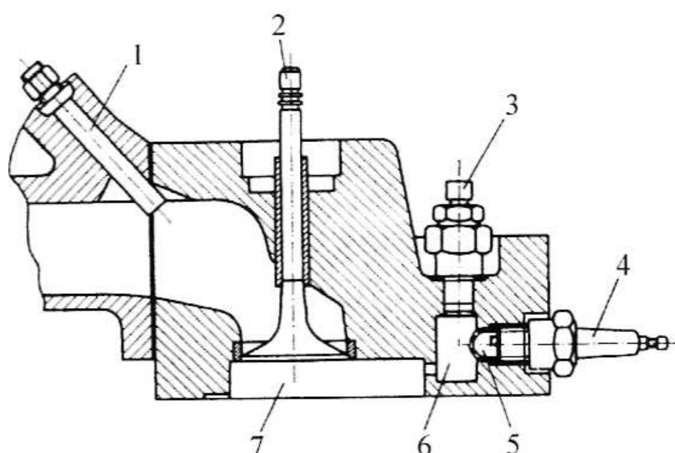
($\lambda \approx 0{,}8 \div 0{,}9$), w pozostałej zaś części komory spalania skład ten charakteryzował się współczynnikiem $\lambda = 1{,}3 \div 1{,}6$. Prowadzi to do uzyskania poprawnej pracy silnika przy ogólnym współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda \approx 1{,}3$. Warto w tym miejscu zasygnalizować, że znane są nowoczesne rozwiązania, w których w pewnych zakresach obciążeń silnik pracuje poprawnie przy ogólnym współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda \approx 2 \div 2{,}5$ (wtrysk bezpośredni paliwa do komory spalania — system GDI).

**Tabl. 6.2.** Klasyfikacja sposobów tworzenia mieszanki uwarstwionej w silniku o ZI

| | Nazwa paliwa | Sposób tworzenia ładunku uwarstwionego | |
|---|---|---|---|
| Paliwa ciekłe | — alkohol etylowy<br>— alkohol metylowy<br>— benzyny<br>— olej napędowy<br>— nafta | — zasilanie komory zapłonowej bogatą mieszanką wytworzoną w gaźniku i dostarczoną „trzecim zaworem",<br>— zasilanie komory zapłonowej bogatą mieszanką wytworzoną metodą wtrysku do układu dolotowego z wykorzystaniem „trzeciego zaworu",<br>— zasilanie komory zapłonowej bogatą mieszanką wytworzoną przy użyciu wtryskiwacza umieszczonego w tej komorze | Systemy spalania dwustopniowego |
| Paliwa gazowe | — metan<br>— propan<br>— butan<br>— gaz ziemny<br>— gaz koksowniczy<br>— gaz miejski<br>— gaz fermentacyjny<br>— LPG (mieszanka propanu i butanu) | — zasilanie komory zapłonowej bogatą mieszanką wytworzoną w mieszalniku i dostarczoną „trzecim zaworem",<br>— „wdmuchiwanie" mieszanki bogatej do komory zapłonowej,<br>— wtrysk do komory zapłonowej (dotyczy LPG w fazie ciekłej) w celu uzyskania mieszanki bogatej w komorze zapłonowej | |
| Paliwa ciekłe | — alkohol metylowy<br>— alkohol etylowy<br>— benzyny<br>— LPG (na obecnym etapie jeszcze nie zrealizowano bezpośredniego wtrysku LPG w fazie ciekłej do komory spalania) | — przygotowanie dwu rodzajów mieszanki: bogatej i ubogiej w układzie dolotowym (np. dwa gaźniki lub systemy wtrysku do układu dolotowego) i zasilanie np. dwoma zaworami dolotowymi lub rurką w okolice świecy dla mieszanki bogatej,<br>— wtrysk paliwa do zwartej, specyficznie ukształtowanej komory spalania, tak by w okolicy świecy wytworzyć „warstwę" bogatą | Systemy spalania jednostopniowego |
| Paliwa gazowe | — metan<br>— propan-butan<br>— gaz ziemny<br>— gaz koksowniczy<br>— gaz miejski<br>— gaz fermentacyjny<br>— LPG (mieszanina propanu-butanu w fazie gazowej) | — doprowadzenie bogatej mieszanki gazu do komory spalania dodatkowym kanałem lub rurką w kanale dolotowym i skierowanie jej w końcowej fazie napełnienia w okolice świecy zapłonowej (system bardzo trudny do zrealizowania ze względu na łatwość wymieszania mieszanki ubogiej i bogatej) | |



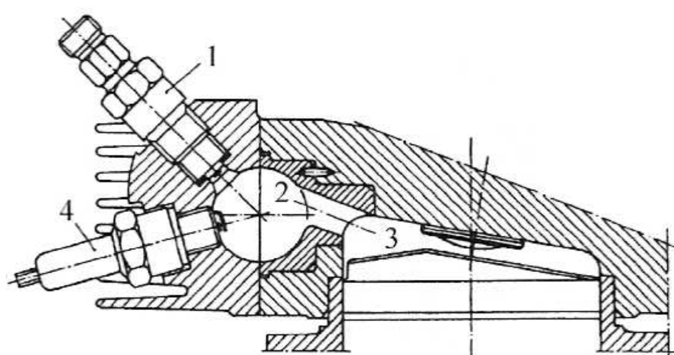

**Rys. 6.8.** System spalania dwustopniowego, z tzw. trzecim zaworem i tworzeniem bogatej i ubogiej mieszanki palnej w oddzielnych gaźnikach. Eksperymentalny silnik IChFAN-ZSRR [14]
*1* — przewód doprowadzający mieszankę do cylindra, *2* — przewód doprowadzający mieszankę do komory zapłonowej, *3* — komora główna, *4* — kanał łączący, *5* — komora zapłonowa, *6* — świeca zapłonowa, *7* — trzeci zawór, *8* — dźwignia zaworu wlotowego




**Rys. 6.9.** System spalania dwustopniowego o wtrysku paliwa do komory zapłonowej (w celu wytworzenia mieszanki bogatej) oraz o wtrysku do komory spalania (w celu wytworzenia mieszanki ubogiej) [13]
*1* — wtryskiwacz główny, *2* — zawór dolotowy, *3* — wtryskiwacz dostarczający paliwo do komory wstępnej, *4* — świeca zapłonowa, *5* — komora zapłonowa, *6* — komora wstępna, *7* — główna przestrzeń spalania

Uwarstwianie ładunku prowadzi zatem do zapewnienia pewnego, powtarzalnego zapłonu mieszanki bogatej w okolicy świecy zapłonowej i rozprzestrzeniania się procesu spalania na obszary uboższej mieszanki już od frontu płomienia.

Wobec znacznej różnorodności rozwiązań konstrukcyjnych prowadzących do uzyskania systemu spalania mieszanki uwarstwionej, niektórzy autorzy wprowadzają przy klasyfikacji pojęcie systemu spalania dwustopniowego i jednostopniowego [28]. W rzeczywistości granica między tymi rozwiązaniami jest dość płynna i wynika z konstrukcji komory spalania. O systemach dwustopniowych można mówić wówczas, gdy komora spalania jest wyraźnie podzielona na część przeznaczoną dla mieszanki bogatej (wstępna komora zapłonowa), z umieszczoną w niej świecą zapłonową, i część pozostałą dla mieszanki ubogiej, „oczekującej" na rozpoczęcie procesu spalania od wypływającej z dużą energią, palącej się już mieszanki bogatej. Systemy jednostop-




**Rys. 6.10.** System spalania dwustopniowego z jednym wtryskiwaczem dostarczającym paliwo do komory zapłonowej (wstępnej) oraz realizacją drugiego stopnia spalania w komorze głównej zawierającej dodatkowy (główny) ładunek powietrza [7]

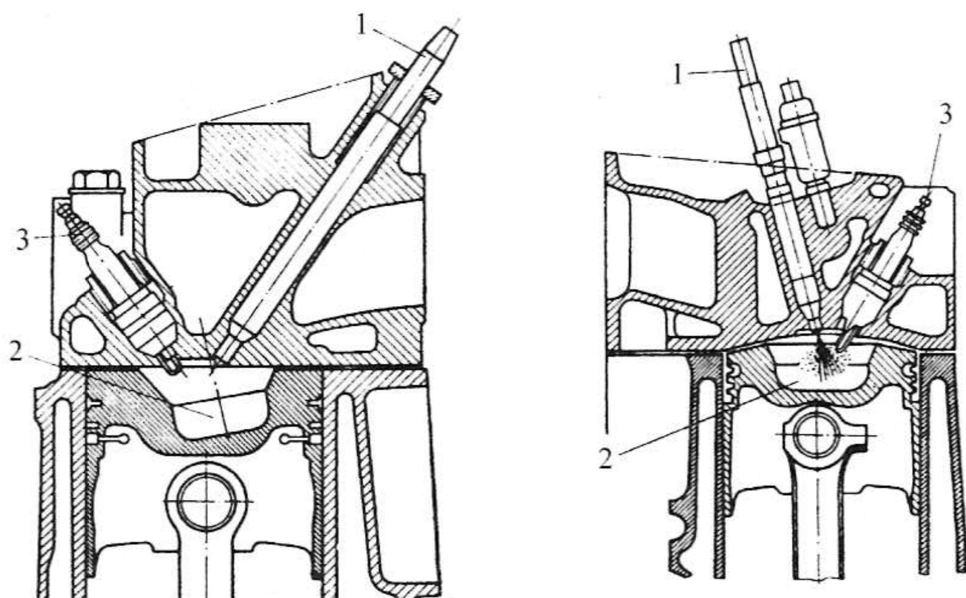
*1* — wtryskiwacz dostarczający paliwo do komory wstępnej, *2* — komora wstępna, *3* — główna przestrzeń spalania, *4* — świeca zapłonowa

niowe są realizowane właściwie w obszarze stosunkowo zwartej komory spalania, uwarstwienie zaś ładunku jest uzyskiwane wskutek bardzo specyficznego precyzyjnego dostarczenia paliwa. Sposoby tworzenia mieszanki uwarstwionej przedstawiono w tablicy 6.2.

Przykładowe rozwiązania systemów spalania mieszanki uwarstwionej przedstawiono na rys. 6.8 — 6.11.

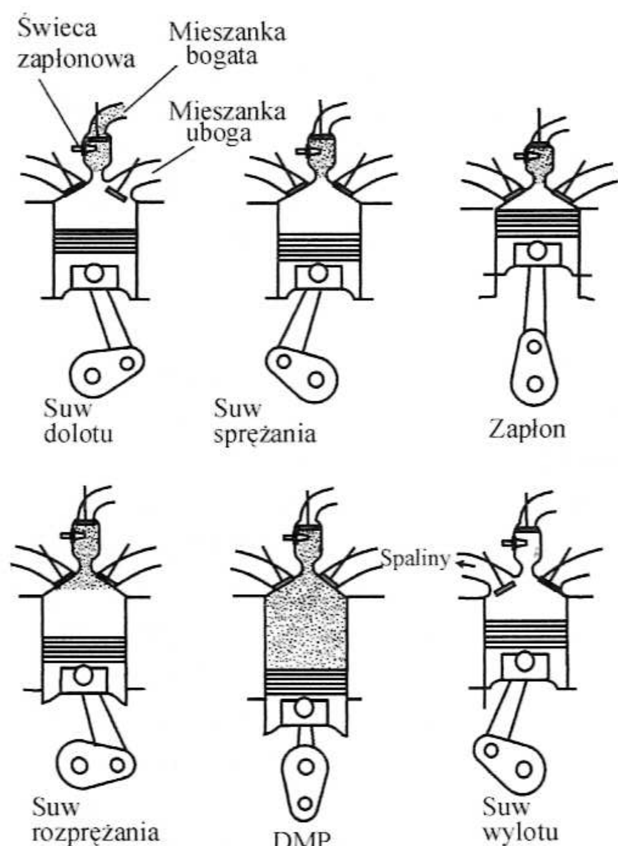
W wypadku spalania dwustopniowego (rys. 6.12) maksymalne ciśnienia spalania w komorze głównej są niższe niż w rozwiązaniu standardowym. Prowadzi to również do obniżenia temperatur obiegu. To z kolei prowadzi także do ograniczenia emisji $NO_x$, jak również emisji HC (na skutek skrócenia strefy reakcji prowadzącej do powstawania tych związków) oraz do zmniejszenia stężenia CO w wyniku nadmiaru tlenu w drugiej fazie spalania już w komorze głównej. Przykładowy przebieg ciśnień i temperatur przedstawiono na rys. 6.13.

Spełnienie warunków poprawnego przebiegu spalania uwarstwionej mieszanki w systemie jednostopniowym jest trudniejsze do realizacji ze względu na konieczność utrzymania rozdzielnych obszarów mieszanki bogatej w okolicy świecy zapłonowej oraz ubogiej w części pozostałej. Najbardziej skutecznymi rozwiązaniami są systemy

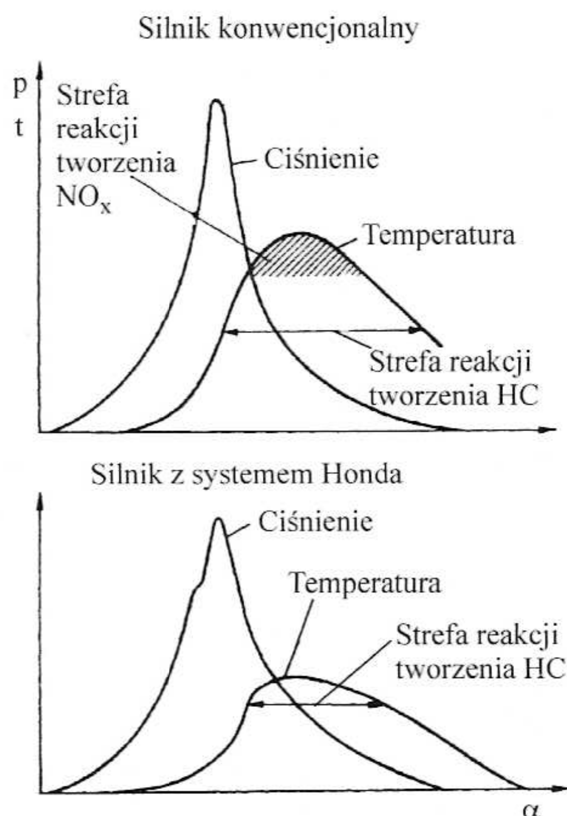



**Rys. 6.11.** System spalania jednostopniowego o wtrysku paliwa w celu zapewnienia bogatego składu mieszanki w okolicy świecy zapłonowej (FORD PROCO) [28]

*1* — wtryskiwacz, *2* — komora spalania, *3* — świeca zapłonowa




**Rys. 6.12.** Przebieg spalania dwustopniowego z komorą zapłonową [28]




**Rys. 6.13.** Porównanie ciśnień i temperatur w silniku o systemie spalania konwencjonalnym oraz dwustopniowym z ładunkiem uwarstwionym [28]

bezpośredniego wtrysku paliwa GDI, np. MITSUBISHI [57], HPI PEUGEOT-CITROËN, FSI VOLKSWAGEN lub TEXACO [1]. Ten ostatni spełnia również wymagania stawiane wielopaliwowości silnika ZI.

Systemy uwarstwiania ładunku i jego jednostopniowego spalania umożliwiają poprawne przeprowadzenie procesu spalania mieszanek ubogich o ogólnym współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 2 \div 2{,}5$, z jednoczesnym przesunięciem dotyczącej mieszanek ubogich granicy wzrostu emisji węglowodorów w stronę większych wartości $\lambda$ dzięki uzyskaniu efektu zapłonu ubogiej mieszanki od palącej się części wzbogaconej. Spalanie tak ubogich mieszanek prowadzi również, zgodnie z rys. 6.1, do zmniejszenia stężenia CO i $NO_x$ w spalinach.

## 6.3. Spalanie w silnikach ZS

### 6.3.1. Tworzenie mieszanki palnej i okresy procesu spalania

Spalanie w silnikach ZS jest zagadnieniem równie skomplikowanym, jak w silnikach ZI. Dodatkową barierą do pokonania jest bardzo krótki czas na przygotowanie mieszanki palnej. Wtrysk paliwa ze względu na jego małą liczbę oktanową odbywa się w końcowej fazie suwu sprężania, a zatem tuż przed GMP tłoka. W krótkim czasie paliwo musi uzyskać dostęp do tlenu zawartego w sprężonym powietrzu. Należy je

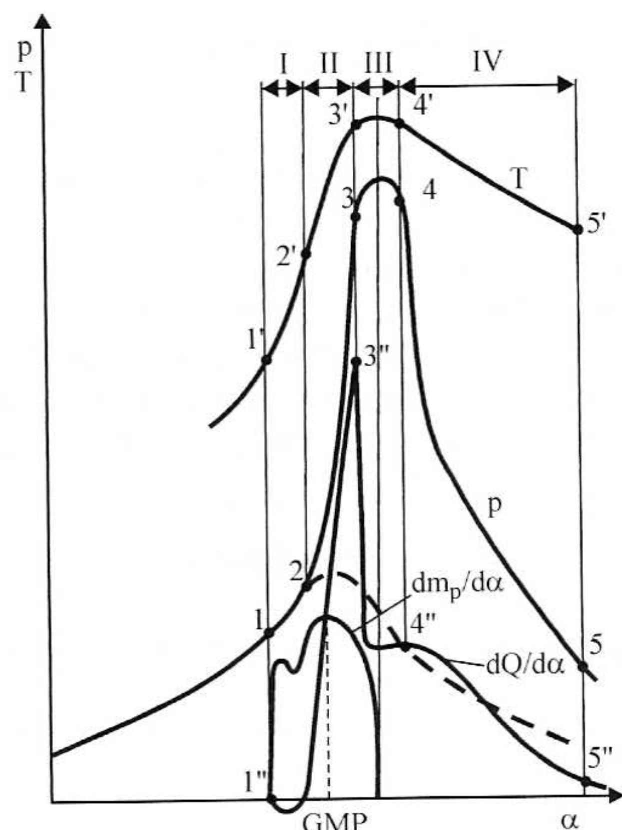
zatem dokładnie rozpylić (zwiększyć pole powierzchni kontaktu paliwa z powietrzem) oraz stworzyć warunki do szybkiego samozapłonu. Chodzi tu o skrócenie zwłoki samozapłonu tak, by spalanie rozpoczęło się jeszcze w czasie trwania wtrysku paliwa. Daje to możliwość wpływania na przebieg procesu spalania przez odpowiednie kształtowanie charakterystyki wtrysku paliwa. Te trudne do rozwiązania problemy były barierą na drodze do uzyskania dużych wartości prędkości obrotowej silnika (a co za tym idzie dużej wartości objętościowego wskaźnika mocy $N_N = N_e / V_{ss}$) i ograniczały jego prędkość maksymalną.

Znane rozwiązania wolnossących silników spalinowych ZS przy tej samej objętości skokowej charakteryzują się mniejszymi wartościami objętościowego wskaźnika mocy $N_V$ z tytułu mniejszych rozwijanych prędkości obrotowych.

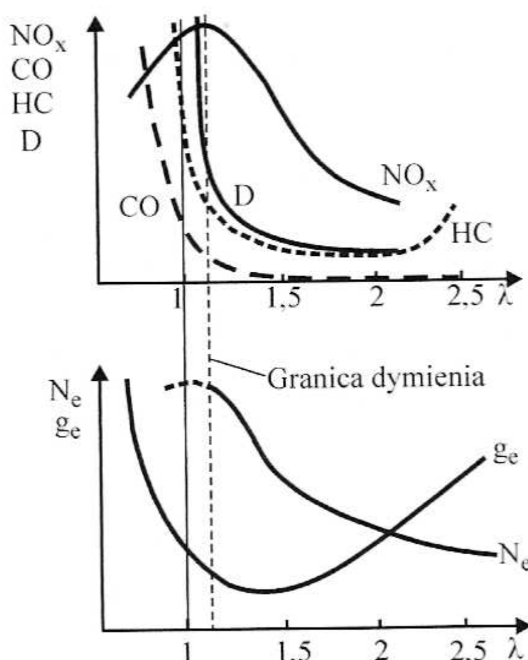
Również w przypadku silnika ZS, w którym proces regulacji mocy odbywa się przez zmianę wzajemnego udziału paliwa i powietrza (zmianę współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda$), jednoczesne zrealizowanie trzech podstawowych warunków kryterialnych: maksymalnego objętościowego wskaźnika mocy $N_e$, minimalnego jednostkowego zużycia paliwa $g_e$ (maksymalnej sprawności ogólnej $\eta_o$) oraz minimalnej zawartości składników toksycznych w spalinach jest niemożliwe (rys. 6.14).

Jest jednak obszar obciążeń częściowych ($\lambda \approx 1{,}4 \div 1{,}6$), odpowiadający minimalnemu jednostkowemu zużyciu paliwa $g_e$ i umiarkowanej zawartości składników toksycznych w spalinach. Obszar ten odpowiada mocy efektywnej $N_e \approx (0{,}7 \div 0{,}8)\, N_{max}$.

Poprawa wskaźników dotyczących toksyczności spalin następuje we współczesnych konstrukcjach w wyniku procesów zachodzących w reaktorach katalitycznych




**Rys. 6.14.** Zależność mocy użytecznej $N_e$, jednostkowego zużycia paliwa $g_e$, stężenia CO, HC, $NO_x$ w spalinach oraz zadymienia $D$ od współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda$ (w efekcie obciążenia silnika $p_e$). Prędkość obrotowa $n$ stała




**Rys. 6.15.** Podstawowe okresy spalania w silniku ZS (opis w tekście)

oraz dzięki filtrowaniu cząstek stałych. Proces spalania w silniku ZS jest bardziej skomplikowany niż w silniku ZI, gdyż jego inicjacja zależy od stworzenia warunków pewnego samozapłonu paliwa. Sam przebieg spalania zależy także od wielu czynników konstrukcyjnych oraz od własności paliwa, w tym szczególnie od zwłoki samozapłonu.

Poszczególne okresy (fazy) procesu spalania mogą być przedstawione i wstępnie przeanalizowane na wykresach przebiegów ciśnień, temperatur oraz charakterystyk wtrysku $dm_p/d\alpha=f(\alpha)$ i szybkości wydzielania ciepła $dQ/d\alpha=f(\alpha)$ — rys. 6.15.

Można wyszczególnić następujące okresy (fazy):

I — okres zwłoki (opóźnienia) samozapłonu (od punktu *1* do punktu *2*), trwający od początku wtrysku (zazwyczaj określa się go na podstawie rejestracji chwili uniesienia iglicy wtryskiwacza) do chwili rozpoczęcia procesu spalania, czemu towarzyszy załamanie krzywej ciśnienia (punkt odejścia krzywej spalania od krzywej sprężania);

II — okres spalania (od punktu *2* do punktu *3*), odpowiadający na wykresie obiegu teoretycznego spalaniu przy stałej objętości; charakteryzuje się dynamicznym wzrostem szybkości wywiązywania się ciepła, trwa do osiągnięcia maksimum tego parametru; również przyrost ciśnienia jest w tym okresie bardzo dynamiczny (duża szybkość narastania ciśnienia $dp/d\alpha$);

III — okres spalania (od punktu *3* do punktu *4*) odpowiadający na wykresie obiegu teoretycznego spalaniu przy stałym ciśnieniu, występujący w okolicach GMP; krzywa ciśnienia załamuje się z powodu zmniejszenia szybkości wywiązywania się ciepła $dQ/d\alpha$ oraz zwiększenia objętości komory spalania;

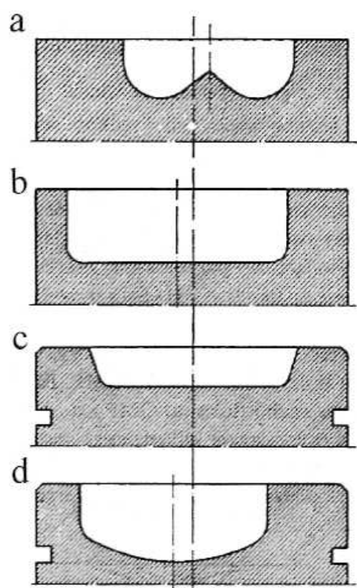
IV — okres dopalania (od punktu *4* do punktu *5*), trwający od chwili wyraźnego spadku ciśnienia wywołanego małą już szybkością wydzielania się ciepła $dQ/d\alpha$ oraz wyraźnym zwiększeniem objętości komory spalania; punkt *5* jest określony jako koniec procesu spalania, ale rzeczywista jego identyfikacja jest bardzo trudna ze względu na fakt, iż dopalanie może jeszcze trwać po otwarciu zaworów wylotowych.

Analizując przebiegi charakterystyk na rys. 6.14 należy zwrócić uwagę na wzajemną zależność okresu opóźnienia samozapłonu i przebiegu wtrysku. Ze względu na możliwość sterowania przebiegu wydzielania się ciepła, dąży się do skrócenia okresu zwłoki samozapłonu (okresu I) tak, by stanowił on możliwie niewielką część czasu trwania wtrysku. Proces spalania bowiem może być kontrolowany charakterystyką przebiegu wtrysku dopiero od momentu rozpoczęcia okresu II, tj. od momentu samozapłonu paliwa. Im dłuższy okres zwłoki samozapłonu, tym większa dawka jest dostarczana do cylindra przed rozpoczęciem procesu spalania, zatem po jego rozpoczęciu ta część paliwa spala się w sposób niekontrolowany, gwałtowny, zwiększając szybkość przyrostu ciśnienia i wywołując niekorzystne zjawiska towarzyszące „twardej" pracy silnika. Prowadzą one do zwiększenia mechanicznych i cieplnych obciążeń silnika.

### 6.3.2. Klasyfikacja komór spalania w silnikach ZS

#### Komory spalania niedzielone (o wtrysku bezpośrednim)

Niedzielone komory spalania stosuje się ze względu na możliwość osiągania dużej sprawności ogólnej (małej wartości jednostkowego zużycia paliwa). W obecnych




**Rys. 6.16.** Przykładowe rozwiązania otwartych komór spalania [28]

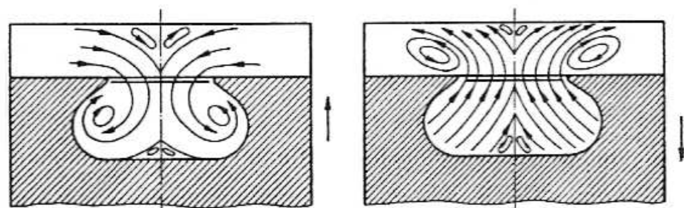
*a* — toroidalne, *b* — kubełkowe, *c* — spodkowe, *d* — filiżankowe

rozwiązaniach silników najczęściej jednolita komora spalania jest usytuowana w tłoku. Rozróżnia się komory
— otwarte (bez przewężenia), rys. 6.16;
— półotwarte (z przewężeniem), rys. 6.17.

W komorze z przewężeniem wymuszane wyciskającym ruchem tłoka przepływy wywierają istotny wpływ na zawirowanie ładunku i przyspieszenie procesu spalania. Również turbulentny ruch palącego się ładunku w czasie suwu ku DMP poprawia warunki spalania w tej fazie pracy silnika. Powiązanie takiego rozwiązania ze stycznym napływem ładunku powietrza przez kanał dolotowy stwarza dobre warunki do dalszej poprawy procesu wymieszania powietrza i paliwa oraz spalania (rys. 6.18).

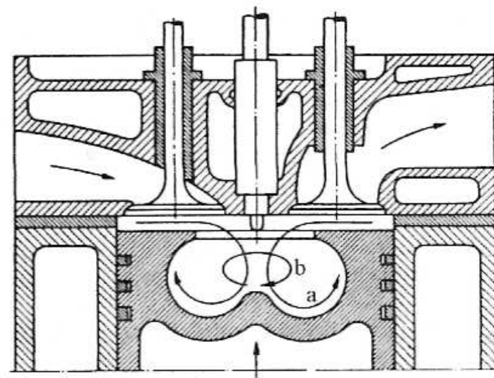
Takie rozwiązania komór spalania w powiązaniu z odpowiednim stycznym ułożeniem kanałów dolotowych umożliwiły uzyskanie poprawnego procesu spalania przy prędkościach obrotowych dochodzących do 3500 ÷ ÷ 4000 obr/min. Po zastosowaniu specjalnych rozwiązań kanałów dolotowych silnie turbulizujących ładunek powietrza (rys. 6.19) uzyskano możliwość osiągania prędkości obrotowych silnika w granicach 4000 ÷ 4500 obr/min. Ostatnie tendencje w organizacji procesu spalania z zastosowaniem wtrysku bezpośredniego to poprawa turbulizacji i zawirowania ładunku w wyniku podzielenia kanału dolotowego na dwie części i doprowadzenia ładunku dwoma zaworami. Takie rozwiązania (patrz rys. 16.23) pozwalają na osiąganie prędkości obrotowych w granicach 5000 obr/min, a także wpływają na polepszenie napełnienia cylindra.

Podsumowując należy stwierdzić, że najważniejszymi zaletami systemów spalania o wtrysku bezpośrednim są:
— duża sprawność ogólna, wynikająca głównie z dużej sprawności cieplnej (duże ciśnienia maksymalne, krótki czas spalania, małe straty energii do ścianek oraz małe straty przepływu);
— prosta konstrukcja głowicy;
— łatwość rozruchu.



**Rys. 6.17.** Komora spalania półotwarta (z przewężeniem) [28]

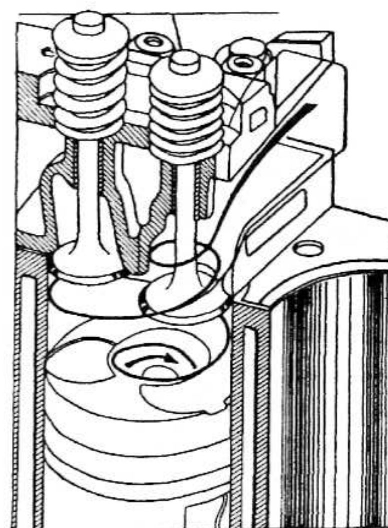
Zaznaczono linie przepływów w suwie tłoka ku GMP i DMP




**Rys. 6.18.** Komora toroidalna Saurera z przewężeniem i zaawansowanym wirem [28]

*a* — wynikającym z wyciskającego działania tłoka, *b* — wynikającym ze stycznego napływu ładunku do cylindra

Do wad należy zaliczyć:
- skłonność do twardego spalania, wynikającą z dużych przyrostów ciśnienia i w efekcie dużych ciśnień maksymalnych;
- znaczną hałaśliwość pracy silnika, towarzyszącą twardemu spalaniu;
- znaczne stężenie $NO_x$ i HC w spalinach.



**Rys. 6.19.** Niedzielona komora spalania w tłoku, ze spiralnym kanałem dolotowym wymuszającym zawirowanie ładunku [5]

**Komory spalania dzielone (o wtrysku pośrednim)**

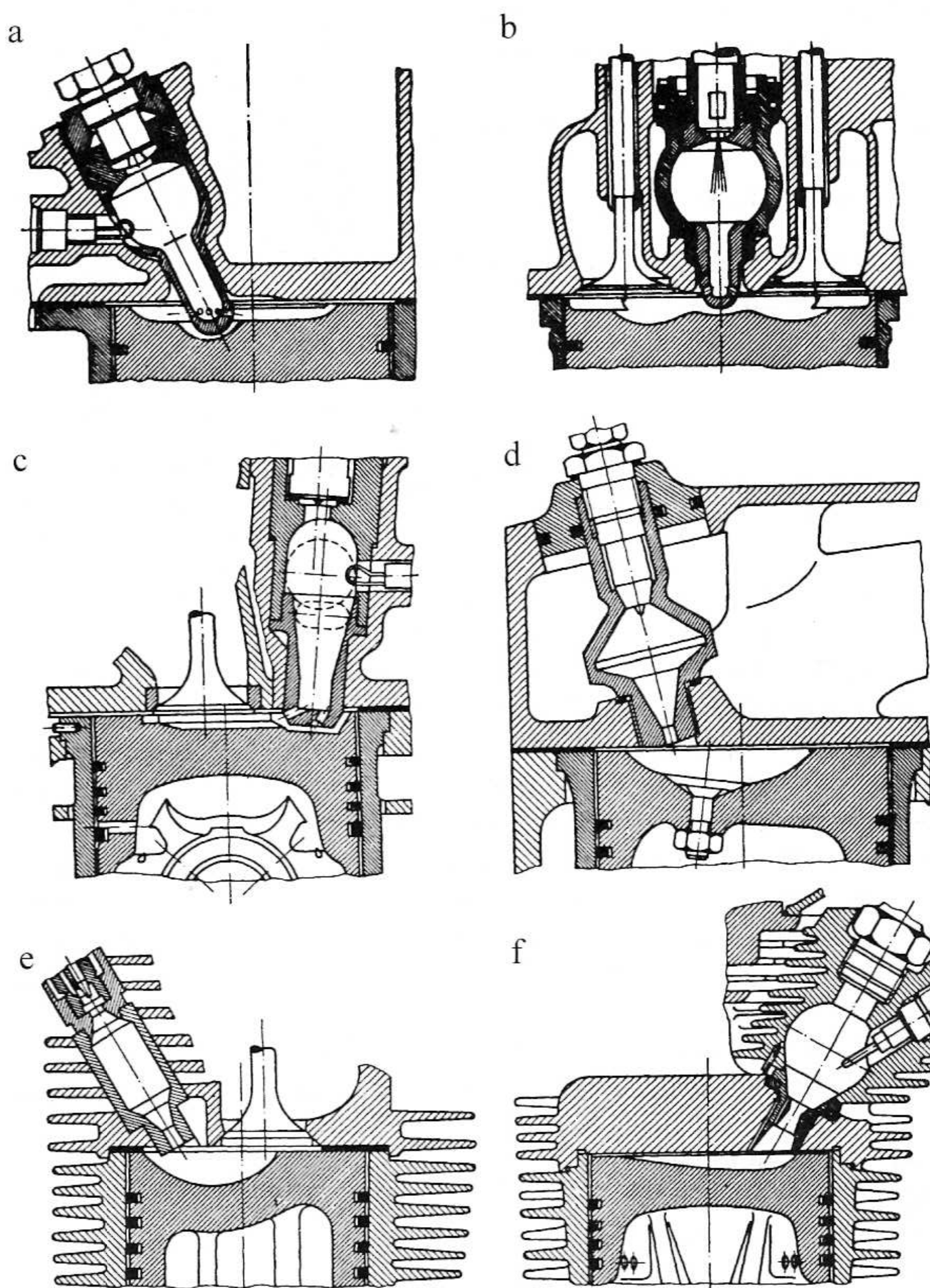
Do komór dzielonych zalicza się komory
- wstępne;
- wirowe;
- zasobnikowe.

**Komory wstępne** (rys. 6.20) są przestrzeniami wyraźnie wydzielonymi w stosunku do części głównej. Stanowią 20 ÷ 40% całej objętości komory spalania. Najczęściej są wykonywane jako stalowe lub żeliwne wkładki zabudowane w głowicy o kształcie bryły obrotowej. Połączone są z komorą główną przewężeniem jedno- lub wielokrotnym, czasem dyszą Lavala. Paliwo jest wtryskiwane w całości do części wstępnej komory spalania pod koniec suwu sprężania. Ładunek powietrza wtłaczany przez tłok z części głównej do komory wstępnej jest silnie sturbulizowany. Sprzyja to dobremu wymieszaniu drobin paliwa i powietrza, rozpylenie nie musi być zatem bardzo staranne.

Mieszanka w komorze wstępnej jest bogata ($\lambda < 1$). Po samozapłonie o charakterze objętościowym proces przenosi się do komory głównej, w której znajduje się powietrze. Tu następuje dalsza część procesu spalania, już w nadmiarze powietrza. Proces przebiega stosunkowo szybko na skutek silnego zawirowania, będącego wynikiem intensywnego przepływu kanałem między komorą wstępną a główną. Ciśnienie w komorze głównej narasta dość łagodnie. Maksymalne szybkości narastania ciśnienia są umiarkowane (mniejsze niż w przypadku wtrysku bezpośredniego) i wynoszą $(dp/d\alpha)_{max} \approx 0{,}5$ MPa/°OWK.

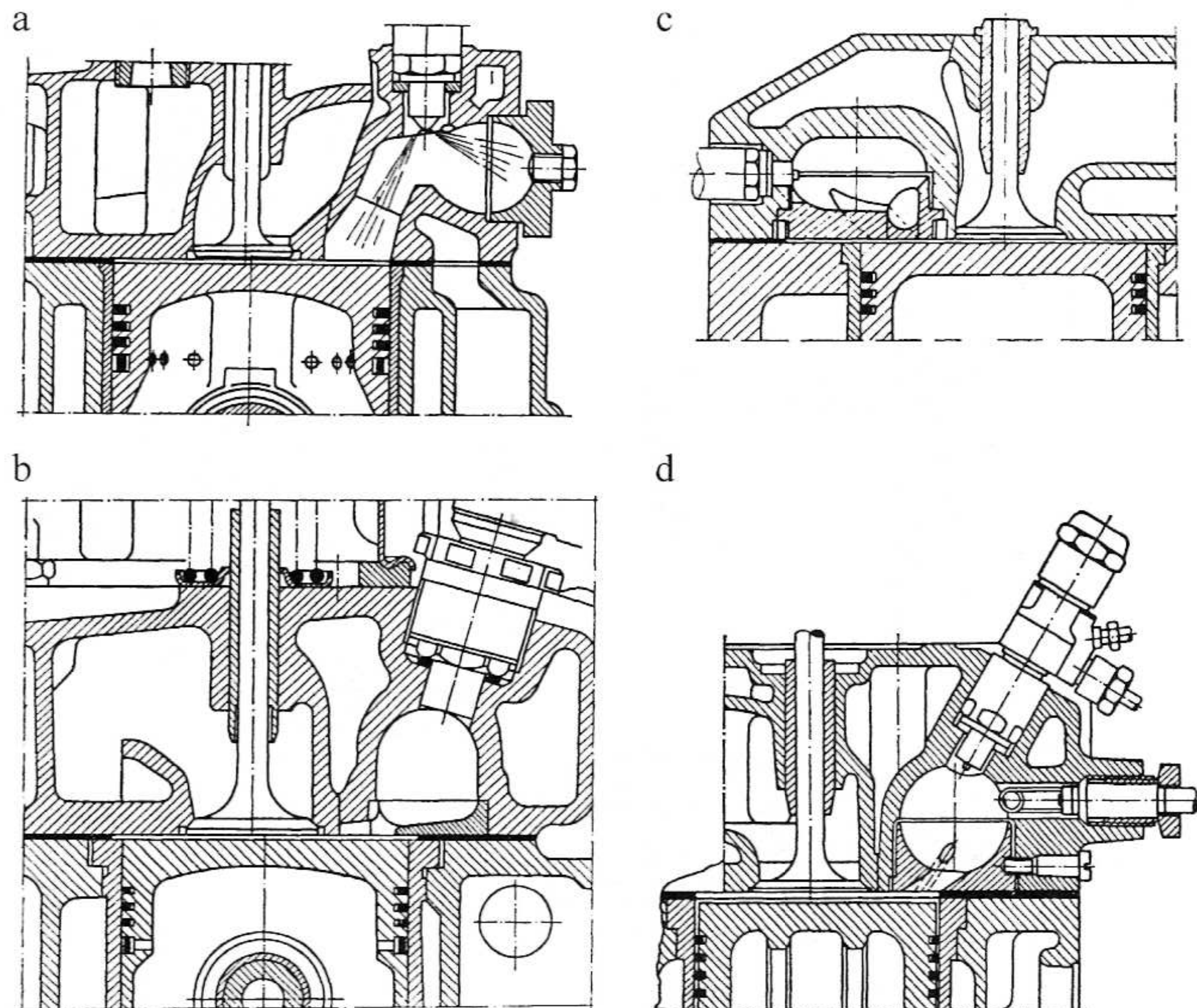
Towarzyszy temu pozytywna cecha, tj. umiarkowany poziom hałasu. Takie rozwiązanie umożliwia osiągnięcie znacznych prędkości obrotowych $n \approx \approx 4000$ obr/min. Wadą jest mniejsza sprawność ogólna (większe wartości jednostkowego zużycia paliwa) w wyniku strat przepływu między komorą wstępną i główną oraz w wyniku strat cieplnych z powodu dużego pola powierzchni odprowadzania ciepła do ścianek (wskaźnik będący stosunkiem powierzchni do objętości przyjmuje bowiem większą wartość niż w przypadku zwartych komór wtrysku bezpośredniego).

**Komory wirowe** (rys. 6.21), podobnie jak komory wstępne, są zabudowane w głowicy, najczęściej w postaci wkładek stalowych lub żeliwnych. Czasem komorę wirową po części stanowi odpowiednio ukształtowany odlew głowicy, po części wspomniana wkładka. Od typowych komór wstępnych różnią się kształtem kanału łączącego oraz części właściwej komory wirowej. Kanał usytuowany stycznie do ścianki komory wirowej charakteryzuje się zazwyczaj większym polem przekroju niż




**Rys. 6.20.** Przykładowe rozwiązania komór wstępnych [28]
*a*, *b* — silników firmy Daimler-Benz, *c* — silnika firmy Büssing, *d* — silnika firmy Caterpillar, *e* — silnika firmy MAN, *f* — silnika firmy AKD

w przypadku komory wstępnej. Znaczny przekrój kanału oraz jego styczne usytuowanie wzbudza w końcowej fazie suwu sprężania silne zawirowania powietrza w komorze wirowej, do której wtryskiwane jest paliwo. Podwyższa to prędkości rozprzestrzeniania się procesu spalania w wyniku silnej turbulizacji ładunku powietrza.

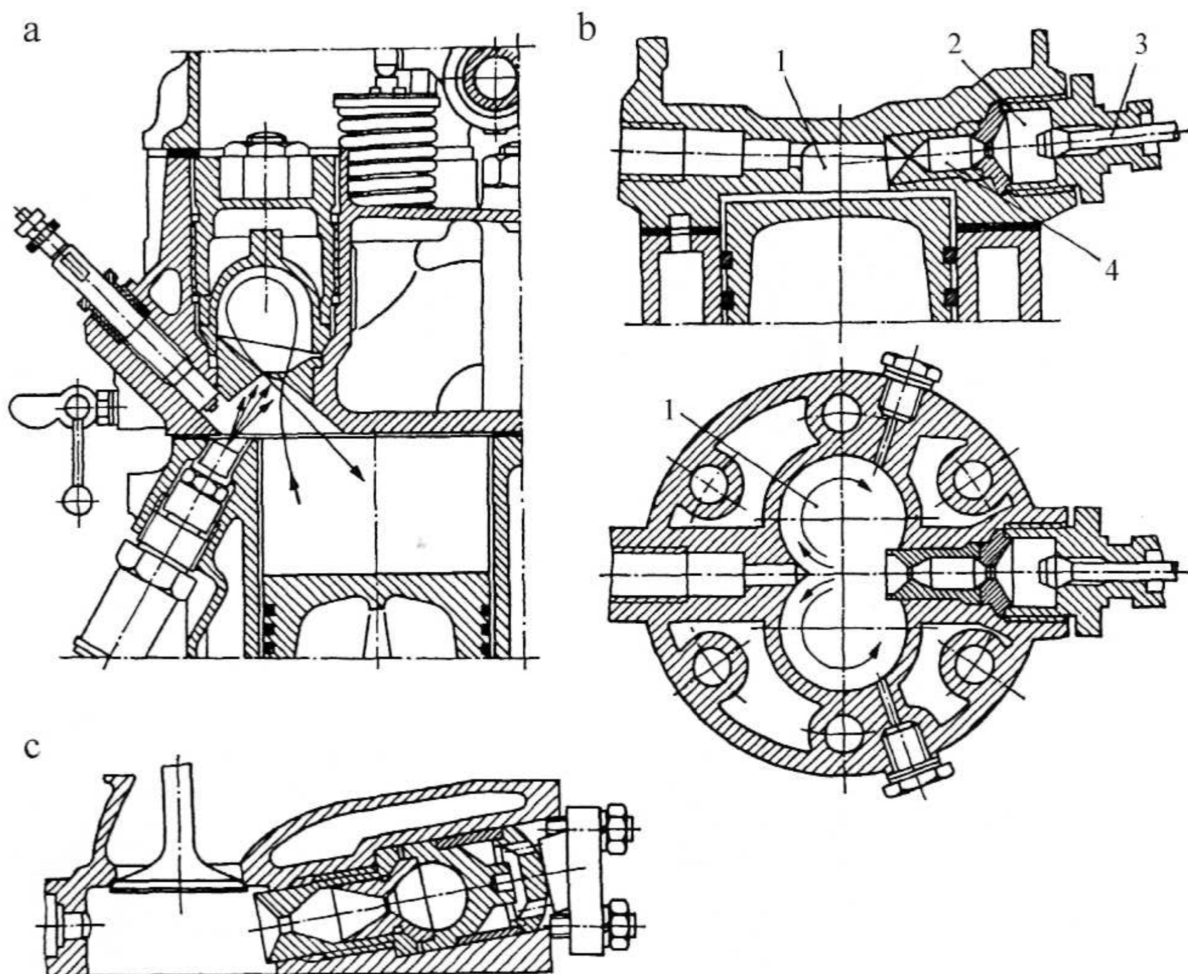



**Rys. 6.21.** Przykładowe rozwiązania komór wirowych [28]
*a, b* — silników firmy Perkins, *c* — komora Ricardo „Whirpool", *d* — silnika zakładów ZIS-D7

Stosunek objętości komory wirowej do objętości drugiej części komory spalania jest większy niż w przypadku komory wstępnej i sięga nawet ok. 80% całkowitej objętości komory spalania. Spalanie przebiega podobnie jak w przypadku komór wstępnych. Silniki wyposażone w tego typu komory charakteryzują się nieco większą sprawnością niż wyposażone w komory wstępne, z tytułu nieco mniejszych strat przepływu w kanale łączącym komorę wirową z drugą częścią komory spalania.

Straty energii cieplnej do ścianek są podobne (stosunkowo duże), jako wynik dużej wartości wspomnianego stosunku ogólnej powierzchni ścianek przestrzeni spalania do jej objętości. Systemy z komorami wirowymi charakteryzują się również umiarkowanymi wartościami maksymalnej szybkości narastania ciśnienia, co sprzyja stosunkowo cichej pracy silnika. Umożliwiają osiąganie prędkości obrotowych do 5000 obr/min.

**Komory zasobnikowe** (rys. 6.22) są rozwiązaniami pośrednimi między wtryskiem bezpośrednim a wtryskiem do komory wstępnej czy też wirowej. Objętość komory zasobnikowej stanowiła najpierw ok. $40 \div 75\%$ całkowitej objętości ko-




**Rys. 6.22.** Przykładowe rozwiązania komór zasobnikowych [28]
*a* — Acro, *b* — Lanova, *c* — Henschel
*1* — główna komora spalania w cylindrze, *2* i *4* — części komory zasobnikowej, *3* — trzpień do odcinania części komory służący do rozruchu

mory spalania. W późniejszych rozwiązaniach wskaźnik ten wynosił ok. 20%. Obecnie rozwiązanie to nie jest stosowane.

W rozwiązaniach z komorą zasobnikową paliwo jest wtryskiwane w zasadzie do komory głównej, czasem część paliwa dostaje się również do części zasobnikowej wraz z wtłoczonym do niej powietrzem. Pierwsze rozwiązanie jest określane jako bierna komora zasobnikowa, drugie — czynna komora zasobnikowa. Objętość biernej komory zasobnikowej jest jedynie „amortyzatorem", łagodzącym gwałtowny przyrost ciśnienia w II okresie procesu spalania i wywołującym proces spalania w przybliżeniu przy stałym umiarkowanym ciśnieniu w III okresie (patrz rys. 6.15). Silniki z takimi komorami osiągają prędkości obrotowe do około 3500 obr/min. Charakteryzują się podobną sprawnością ogólną $\eta_o$ i jednostkowym zużyciem paliwa $g_e$, dosyć dużym z tytułu wspomnianych strat cieplnych oraz przepływowych.

Silniki wyposażone w komory wstępne, wirowe czy też zasobnikowe charakteryzują się następującymi zaletami:

— możliwością uzyskiwania stosunkowo dużych prędkości obrotowych (do ok. 5000 obr/min) ze względu na małą zwłokę zapłonu i krótki czas spalania;

— umiarkowanym poziomem hałasu, niewiele wyższym niż w przypadku silników ZI;
— poprawą składu spalin, podobnie jak w przypadku dwustopniowego spalania w silniku ZI.

Te cechy preferowały ich zastosowanie do samochodów osobowych i dostawczych.

Wadami tych silników są:
— mniejsza w porównaniu z silnikiem o wtrysku bezpośrednim sprawność ogólna $\eta_o$ w efekcie prowadząca do większego jednostkowego zużycia paliwa $g_e$;
— utrudniony rozruch z tytułu niekorzystnie dużej powierzchni odprowadzania ciepła do ścianek cylindra, w konsekwencji wymuszający stosowanie specjalnych żarowych świec rozruchowych.

7 ROZDZIAŁ

# Toksyczność spalin

## 7.1. Podstawowe informacje o składzie spalin

Zwiększenie liczby eksploatowanych pojazdów samochodowych w rozwiniętych gospodarczo krajach doprowadziło do zagrożenia środowiska wskutek emisji związków szkodliwych wraz ze spalinami, hałaśliwości pojazdu, zanieczyszczeń pochodzących ze ścierania ogumienia, okładzin hamulcowych i innych.

Konstruktorzy silników stanęli przed koniecznością spełnienia coraz ostrzejszych norm. Po wcześniejszych kryteriach dotyczących pewności pracy, osiągów i ekonomiczności pojawiło się kolejne nadrzędne kryterium, związane z ochroną środowiska. Jednym z bardzo istotnych jest ograniczenie stężenia szkodliwych składników w spalinach oraz ilości spalin. Emitowane przez silnik spaliny zawierają wiele związków trujących oraz — szczególnie w silniku ZS — sadzę, która nie jest wprawdzie trująca w postaci czystego węgla, ale w otoczeniu innych związków pochłania je i w rzeczywistości staje się również nieobojętna dla otoczenia. Powstające zatem kolejne konstrukcje tłokowych silników spalinowych muszą spełniać coraz ostrzejsze wymagania zawarte w warunkach określających limity składników spalin na kolejne lata.

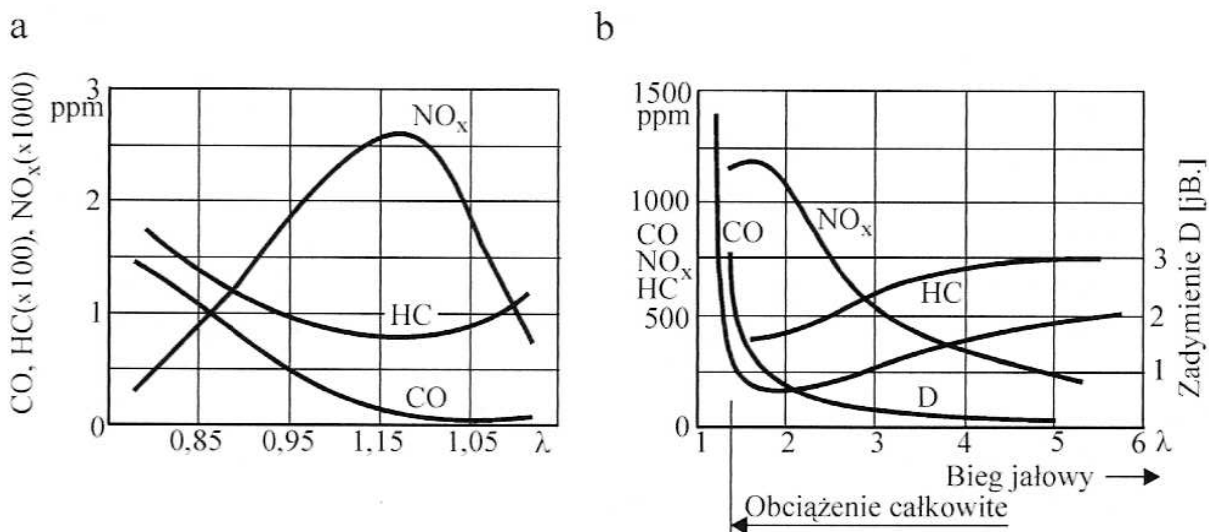
W wyniku spalania paliw węglowodorowych w spalinach tłokowych silników spalinowych pojawiają się składniki główne o znacznych udziałach objętościowych oraz składniki o udziałach mniejszych (patrz tablica). Do grupy pierwszej zalicza się CO, $CO_2$, $N_2$, $O_2$ i parę wodną, a do grupy drugiej HC, $NO_x$, $H_2$ i związki ołowiu.

Stężenie składników toksycznych jest bardzo silnie związane ze składem mieszanki palnej (patrz rysunek).

Stężenia objętościowe poszczególnych składników w spalinach [28]

| Rodzaj silnika | $N_2$ [%] | $C_2$ [%] | $H_2O$ [%] | $CO_2$ [%] | CO [%] | $NO_x$ [ppm] | HC [ppm] | $H_2$ [ppm] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Silnik ZI | 71 ÷ 77 | 0,1 ÷ 2 | 7 ÷ 11 | 5 ÷ 14 | 1 ÷ 5 | do 5000 | do 1500 | do 10 |
| Silnik ZS | 76 ÷ 78 | 2 ÷ 18 | 0,5 ÷ 5 | 1 ÷ 10 | 0,01 ÷ 0,5 | do 5000 | do 1000 | do 10 |

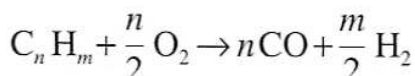
Uwaga: w silnikach dwusuwowych emisja HC dochodzi do 4000 ppm, $NO_x$ jest ok. 2 razy mniejsza.




Zależność stężenia składników toksycznych oraz zadymienia od współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda$ dla silnika ZI (*a*) oraz dla silnika ZS (*b*) [69]

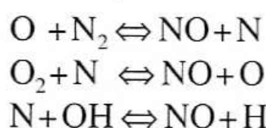
## 7.2. Przyczyny powstawania związków toksycznych w spalinach

**Tlenek węgla CO** powstaje głównie na skutek niedoboru tlenu. Mówi się wówczas o niezupełnym spalaniu. Powstawanie tego związku jest również wywołane niedostatecznym rozpyleniem i odparowaniem paliwa ciekłego. Na te dwa ostatnie zjawiska znaczny wpływ wywiera działanie aparatury wtryskowej (istotne jest tu głównie ciśnienie wtrysku oraz zawirowanie w komorze spalania). Niekorzystnie wpływa także zbyt niska temperatura procesu spalania. Powstawanie tlenku węgla może być opisane równaniem:



$$C_nH_m + \frac{n}{2}O_2 \rightarrow nCO + \frac{m}{2}H_2$$

**Tlenki azotu $NO_x$** powstają w wyniku reakcji tlenu i azotu zawartego w powietrzu pod działaniem wysokiej temperatury spotykanej w procesie spalania w tłokowym silniku spalinowym. Najbardziej znanym i akceptowanym mechanizmem ich powstawania jest mechanizm opisany przez Zeldowicza reakcjami:



$$O + N_2 \Leftrightarrow NO + N$$
$$O_2 + N \Leftrightarrow NO + O$$
$$N + OH \Leftrightarrow NO + H$$

Dwie pierwsze reakcje są zwane odpowiednio I i II reakcją Zeldowicza, trzecia to reakcja Lavoie'a. Mechanizm ten można stosować w odniesieniu do mieszanek ubogich i niezbyt bogatych. W przypadku mieszanek bardzo bogatych mechanizm jest o wiele bardziej skomplikowany. Został on dokładnie opisany w [28].

**Węglowodory HC** występują w spalinach (zidentyfikowano ich ponad 200 [28], ale ocenia się, że jest ich ok. 1000 [69]) w wyniku niezupełnego lub niecałkowitego spalania paliwa. Spalanie niezupełne jest efektem tylko częściowego utleniania paliwa. Powstają wówczas m.in. węglowodory oraz aldehydy. Czynnikiem sprzyjającym jest oddziaływanie chłodnych ścianek lub niedostatek tlenu. Sprzyja to przerywaniu reakcji i wygaszaniu płomienia. Spalanie niecałkowite prowadzi do usunięcia

wraz ze spalinami nieutlenionych cząstek paliwa w wyniku braku dostępu do tlenu lub „wypadania" zapłonu (braku zapłonu w cylindrze).

Przebieg reakcji rozpadu węglowodorów oraz powstawania aldehydów został opisany szczegółowo w pracach [28] oraz [65].

**Sadza** powstaje w procesie spalania w wyniku rozpadu cząstek paliwa w wysokich temperaturach, co skutkuje tworzeniem kryształków węgla.

Powstawanie sadzy prowadzi do zadymienia spalin. Według autorów pracy [69] przy zawartości sadzy 100 ÷ 130 mg/m$^3$ zadymienie spalin staje się widoczne. Czarny dym pojawia się przy stężeniu ok. 600 mg/m$^3$. Mechanizmy powstawania sadzy nie są do końca wyjaśnione. Hipotetyczne ich przebiegi przedstawiono w książce [28].

**Tlenki siarki** — wśród nich $SO_2$ i $SO_3$ — pochodzą głównie z zanieczyszczenia paliwa (dotyczy to przede wszystkim oleju napędowego) siarką.

**Związki ołowiu** tworzą się w spalinach tych paliw, w których jako dodatek przeciwstukowy stosowano związki ołowiu (głównie czteroetylek i czterometylek).

## 7.3. Sposoby ograniczenia emisji głównych związków toksycznych

Stężenie związków toksycznych w spalinach można ograniczyć
- dobierając właściwe regulacje silnika;
- wprowadzając zmiany konstrukcyjne, głównie w układzie zasilania i systemie spalania;
- modyfikując skład i jakość paliw silnikowych oraz wprowadzając paliwa zastępcze;
- katalitycznie oczyszczając spaliny.

Zazwyczaj spełnienie wymagań zawartych w już bardzo ostrych normach wymaga prowadzenia prac we wszystkich wyżej opisanych obszarach. Zadanie staje się trudne do rozwiązania, gdyż często wprowadzenie zmian mających na celu zmniejszenie stężenia jednego składnika może prowadzić do zwiększenia stężenia innego. Poniżej przedstawiono kierunki działań, jakie sprzyjają ograniczaniu emisji wymienionych składników.

Stężenie tlenku węgla można ograniczyć spalając mieszanki ubogie, zarówno w silniku ZI, jak i ZS. W silniku ZI nadmierne zubażanie mieszanki jest niewskazane, m.in. z powodu ograniczenia mocy silnika oraz wchodzenia w zakres zwiększonego stężenia węglowodorów. W silniku ZS głównie wpływa to na ograniczenie mocy.

Ograniczeniu stężenia CO sprzyja również dbałość o właściwą temperaturę pracy silnika. Chodzi tu przede wszystkim o temperaturę ścianek cylindra i głowicy. Istotnym czynnikiem jest także zawirowanie ładunku oraz właściwe rozpylenie paliwa, służące dobremu wymieszaniu drobin par paliwa z powietrzem.

Ograniczenie emisji tlenków azotu uzyskuje się dzięki obniżeniu temperatury procesu spalania. To działanie ma oczywiście ograniczenia, można bowiem uzyskiwać obniżenie temperatury w wyniku częściowego obciążenia silnika, zasilania mieszankami ubogimi — co także prowadzi do zmniejszenia mocy — lub bogatszymi, co z kolei prowadzi do zwiększenia emisji węglowodorów, a także pogarsza sprawność silnika.

Obniżenie temperatury obiegu można też zrealizować metodą opóźnienia zapłonu (lub wtrysku w silniku ZS). Prowadzi to również do pogorszenia sprawności ogólnej silnika. Przy obciążeniach częściowych jest wskazane wprowadzenie recyrkulacji spalin, w celu obniżenia temperatury obiegu i zmniejszenia ładunku powietrza, będącego nośnikiem tlenu i azotu — substratów biorących udział w tworzeniu tlenków azotu w wysokich temperaturach towarzyszących procesowi spalania.

Zmniejszeniu stężenia tlenków azotu sprzyja także zwiększenie współotwarcia zaworów dolotowych i wylotowych. Uzyskuje się wówczas efekt schładzania cylindra zwiększonym przepłukiwaniem świeżym ładunkiem powietrza. To rozwiązanie możliwe było głównie w silniku ZS. Zastosowanie bezpośredniego wtrysku benzyny GDI umożliwia jego wykorzystanie także w silnikach ZI, przy częściowym obciążeniu.

Zmniejszenie stężenia węglowodorów w spalinach uzyskuje się także dzięki zapewnieniu odpowiedniego współczynnika nadmiaru powietrza. Minimalne stężenie występuje w przypadku mieszanek stechiometrycznych oraz umiarkowanie zubożonych. Zmniejszeniu stężenia węglowodorów sprzyja zwarta komora spalania, odpowiednio duże zawirowanie i sturbulizowanie ładunku, poprawa rozpylenia i ukierunkowanie strugi (nie na denko tłoka), zadbanie o właściwą, niezbyt niską temperaturę pracy silnika.

Istotne jest odpowiednie ukształtowanie tłoka i cylindra, jak również uszczelnienie prowadnic zaworów dolotowych w celu wyeliminowania emisji wywodzącej się ze spalania oleju smarującego silnik.

Aby ograniczyć emisję sadzy, należy zadbać o odpowiedni nadmiar powietrza (chodzi tu o nieprzekraczanie granicy dymienia). Prowadzi to oczywiście do ograniczenia obciążenia silnika. Duże znaczenie ma także takie prowadzenie procesu spalania, by unikać wtrysku paliwa do przestrzeni objętej wysokotemperaturowym płomieniem. Pewną poprawę uzyskuje się zatem przez skracanie czasu wtrysku dawki paliwa. Prowadzi to jednak często do zwiększenia szybkości narastania ciśnienia, szczególnie gdy cała dawka paliwa zostaje wtryśnięta w czasie krótszym niż zwłoka samozapłonu. Zmniejszenie emisji sadzy uzyskuje się także w wyniku opóźnienia wtrysku.

Doładowanie silnika ZS wpływa na zmniejszenie stężenia tlenku węgla oraz węglowodorów, gdyż z reguły prowadzi do zwiększenia współczynnika nadmiaru powietrza. Mimo że wywołuje wzrost ciśnień maksymalnych, to nie prowadzi do nadmiernego wzrostu temperatur obiegu, gdyż komora spalania jest chłodzona wewnętrznie wskutek zwiększonego przepłukiwania z tytułu większego współotwarcia zaworów.

# 8 ROZDZIAŁ

# Wymiana ładunku

## 8.1. Wprowadzenie

Z zasady pracy silnika cztero- i dwusuwowego wynika, że konieczna jest synchronizacja procesu napełnienia świeżym ładunkiem i procesu wylotu spalin z ruchem tłoka, a zatem z położeniem wału korbowego. Początek i koniec każdego z tych procesów jest sterowany układem rozrządu, decydującym o chwili otwarcia i zamknięcia zaworów dolotowych i wylotowych.

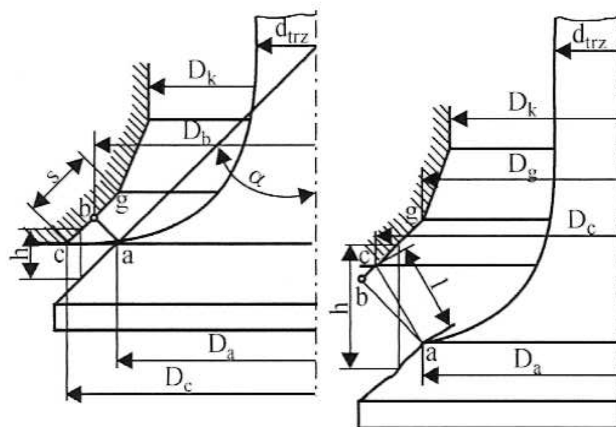
W niektórych rozwiązaniach silników dwusuwowych rolę układu rozrządu przejmuje krawędź denka tłoka, odsłaniająca lub zamykająca okna dolotowe i wylotowe. W samochodach są stosowane obecnie prawie wyłącznie silniki czterosuwowe. Silniki dwusuwowe z przepłukaniem przez skrzynię korbową, bardzo często stosowane w popularnych prostych samochodach osobowych w latach międzywojennych i pierwszych dziesięcioleciach powojennych, przestały być stosowane ze względu na małą sprawność i skażenie środowiska. Pozostały one w zastosowaniu do lekkich motocykli, motorynek i skuterów. Coraz częściej pojawia się koncepcja silnika dwusuwowego, w którym rozrząd jest sterowany mechanizmem zaworowym. Podstawowe zagadnienia teorii sterowania ruchem zaworów w tym przypadku są bardzo zbliżone do tych, które występują w silnikach czterosuwowych.

## 8.2. Wymiana ładunku w silnikach czterosuwowych

W zdecydowanej większości silników czterosuwowych wymiana ładunku jest sterowana mechanicznym układem rozrządu. Ruch zaworów jest wywołany obrotem wału krzywkowego napędzanego od wału korbowego silnika.

W czterosuwowych silnikach samochodów osobowych (zarówno ZI, jak i ZS) dominuje rozwiązanie, w którym wał rozrządu jest umieszczony w głowicy. Takie rozwiązanie wynika z chęci zmniejszenia w jak największym stopniu mas biorących udział w ruchu posuwisto-zwrotnym i zmniejszenia wartości sił dynamicznych

w układzie napędu zaworów. Ruch zaworów jest wynikiem współpracy popychacza osadzonego na trzonku zaworu z krzywką. W niektórych rozwiązaniach ruch ten jest przekazywany za pośrednictwem dźwigni zaworu. W silnikach ZS stosowanych do napędu samochodów ciężarowych, w których wał rozrządu jest umieszczony zazwyczaj w kadłubie, występują również popychacze, drążki popychaczy oraz dźwignie zaworów.




**Rys. 8.1.** Podstawowe wielkości do obliczeń pola przekroju przepływu między gniazdem a zaworem [69]

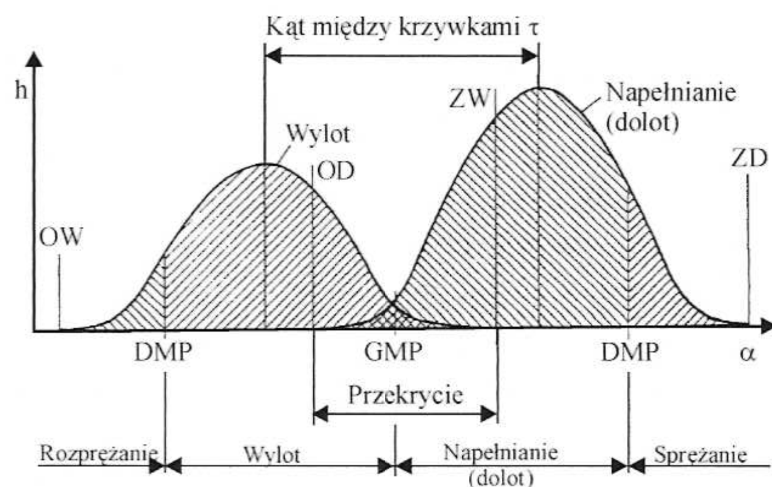
Zadaniem układu rozrządu, oprócz synchronizacji czasów otwarcia i zamknięcia zaworów dolotowych i wylotowych z położeniem wału korbowego, jest także zapewnienie dostatecznego pola przepływu czynnika, w celu utrzymania umiarkowanych prędkości przepływu. Wartość tego pola zależy od charakterystycznych wymiarów gniazda zaworu, grzybka i trzonka zaworu. Podstawowe wymiary gniazda oraz zaworu decydujące o wartości pola przepływu pokazano na rys. 8.1.

Pole to zmienia swoją wartość wraz ze wzniosem zaworu. Ruch ten wynika ze współpracy z krzywką, a ilustrujące go wykresy (rys. 8.2) służą do obliczenia tzw. kąto- lub czasoprzekrojów odpowiednich zaworów. Niezbędna jest do tego znajomość charakterystycznych wymiarów elementów układu rozrządu (patrz rys. 8.1).

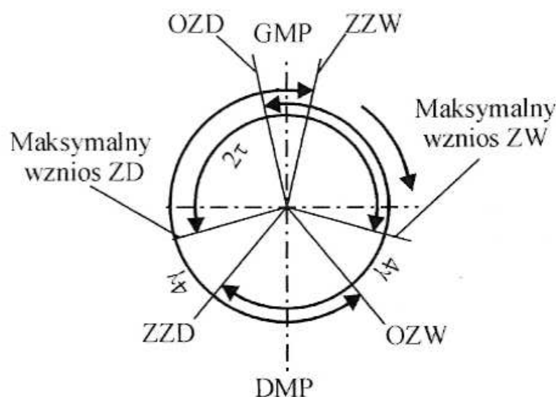
Charakterystyczne we współczesnych układach rozrządu są hydrauliczne elementy kasujące luz zaworów niezbędny do kompensacji rozszerzalności cieplnej elementów napędu zaworów.

Miarą napełnienia cylindra jest współczynnik napełnienia. Jest to stosunek rzeczywistej masy czynnika dostarczonego do cylindra do teoretycznie możliwej do dostarczenia w warunkach otoczenia. W silnikach niedoładowanych zazwyczaj współczynnik ten jest mniejszy od jedności, ze względu na występujące opory przepływu.

Dla poprawy napełnienia cylindra zazwyczaj dąży się do zwiększenia wzniosu i średnic zaworów dolotowych. Jak widać na rys. 8.2, w końcowej fazie suwu wylotu

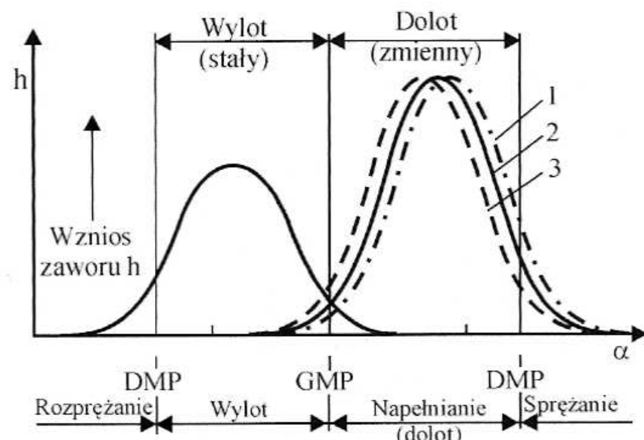



Rys. 8.2. Wykresy wzniosu zaworu dolotowego i wylotowego (o fazach stałych) w zależności od kąta obrotu wału korbowego




**Rys. 8.3.** Schemat faz rozrządu odniesiony do położenia wału korbowego silnika czterosuwowego

OZD — otwarcie zaworu dolotowego,
ZZD — zamknięcie zaworu dolotowego,
OZW — otwarcie zaworu wylotowego,
ZZW — zamknięcie zaworu wylotowego




**Rys. 8.4.** Wykresy wzniosu zaworów dolotowych i wylotowych dla zmiennych faz rozrządu *1* — późne otwarcie zaworu dolotowego, *2* — normalne otwarcie zaworu dolotowego, *3* — wczesne otwarcie zaworu dolotowego

i początkowej fazie suwu napełniania występuje czas współotwarcia obu zaworów. W silnikach ZS, w których do cylindra napływa świeży ładunek, okres współotwarcia może być większy. Poprawia to przepłukanie cylindra. W silnikach o zapłonie iskrowym, w których do cylindra napływa mieszanka paliwowo-powietrzna, współotwarcie nie może być zbyt duże, gdyż może prowadzić do utraty części ładunku do kolektora wylotowego (szczególnie w doładowanych silnikach ZI). Bardzo często tzw. fazy rozrządu oznacza się wg schematu przedstawionego na rys. 8.3.

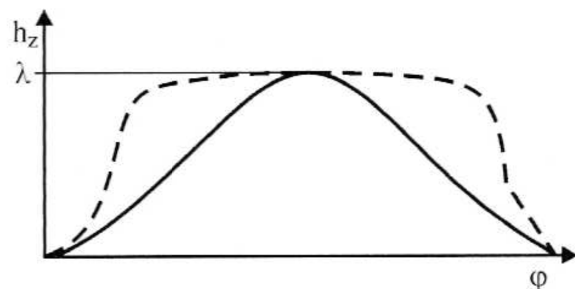
Wzajemne położenie czasoprzekrojów zaworów dolotowych i wylotowych w istotny sposób wpływa na współczynnik napełnienia cylindra świeżym ładunkiem, a także na opróżnienie cylindra z reszty spalin. Jest to zatem droga do kształtowania krzywej momentu obrotowego silnika w zależności od prędkości obrotowej. Z tego względu coraz częściej stosuje się rozwiązania o zmiennych fazach rozrządu (rys. 8.4).

Zarówno napełnienie cylindra świeżym ładunkiem, jak i opróżnienie go ze spalin zależy także od kształtu omawianych przebiegów wzniosu zaworów w zależności od kąta obrotu wału korbowego. Z tego punktu widzenia korzystny jest taki kształt, w którym wznios i osiadanie zaworu są realizowane na małym kącie. Mówi się wówczas o dużej wartości wskaźnika wypełnienia wykresu. Prowadzi to oczywiście do zwiększenia przyspieszeń i chwilowych prędkości elementów napędowych w układzie rozrządu, a co za tym idzie — do zwiększenia obciążeń mechanicznych. Konstruktorzy układów napędzanych mechanicznie muszą zatem szukać kompromisu między pożądanym a możliwym ze względu na omawiane ograniczenia kształtem krzywej wzniosu zaworów (rys. 8.5).

Rozróżnia się dwa sposoby projektowania zarysu krzywek:

— na podstawie linii geometrycznych (krzywki geometryczne);
— na podstawie przyjętych przebiegów przyspieszeń (krzywki syntetyczne).

Zarys krzywek geometrycznych wynika z kształtu przyjętych krzywych geometrycznych. Rozróżnia się przede wszystkim krzywki styczne i harmoniczne.




**Rys. 8.5.** Porównanie rzeczywistego, możliwego do zrealizowania (linia ciągła) i pożądanego (linia kreskowa) przebiegu wzniosu zaworu $h_z$ w zależności od kąta obrotu krzywki $\varphi$

$\gamma = 56°$; $\omega = 78{,}5\,s^{-1}$; $h = 8mm$; $r = 21mm$

**Rys. 8.6.** Przebieg wzniosów *h*, prędkości *v* oraz przyspieszeń *a* w zależności od kąta obrotu krzywki harmonicznej (linia ciągła ) i stycznej (linia kreskowa) [69]

Krzywki syntetyczne są budowane z wykorzystaniem przyjętych założonych przebiegów przyspieszeń.

Na rysunku 8.6 porównano podstawowe parametry ruchu popychacza dla krzywek harmonicznej i stycznej o takich samych wzniosach maksymalnych $h$, o takim samym promieniu podstawowym $r$ oraz o takim samym kącie $\gamma$, odpowiadającym maksymalnemu wzniosowi, przy założeniu takiej samej prędkości obrotowej wałka rozrządu. Z porównań wynika, że zaletą krzywek stycznych (współpracujących z popychaczem rolkowym) jest mniejsza wartość przyspieszeń w chwili początkowej wzniosu oraz w chwili osiadania zaworu w gnieździe. Wadą natomiast jest większa wartość przyspieszenia dodatniego maksymalnego oraz oczywiście mniejszy czasoprzekrój otwarcia zaworu. Większa wartość przyspieszeń ujemnych wymusza stosowanie sprężyn zaworów o większej sztywności, a to prowadzi do zwiększenia obciążeń mechanizmów napędu rozrządu oraz zaworów. Pozytywną cechą krzywek stycznych jest fakt współpracy z rolką, a nie — jak w przypadku krzywek harmonicznych — z płaskim popychaczem. Wpływa to korzystnie na trwałość układu.

Krzywki harmoniczne, ze względu na opisane zalety, są stosowane częściej do wysokoobrotowych silników pojazdów osobowych, gdzie masy elementów napędzanych są stosunkowo nieduże i mimo znaczących przyspieszeń w fazie otwierania i zamykania zaworu siły bezwładności są umiarkowane, a uzyskiwane większe czasoprzekroje wpływają na poprawę napełnienia. Jest to szczególnie istotne przy dużych prędkościach obrotowych silników.

Krzywki styczne, współpracujące z rolką i charakteryzujące się mniejszymi przyspieszeniami w fazie otwierania i zamykania zaworów, chętniej są stosowane do silników samochodów ciężarowych, gdzie masy elementów napędowych są większe. Mniejsze przyspieszenia w fazie otwierania zaworów wpływają na zmniejszenie obciążeń układu rolka, popychacz (dźwignia), zawór. W fazie osiadania występujące mniejsze przyspieszenia zmniejszają siły dynamiczne towarzyszące uderzaniu zaworu w gniazdo.

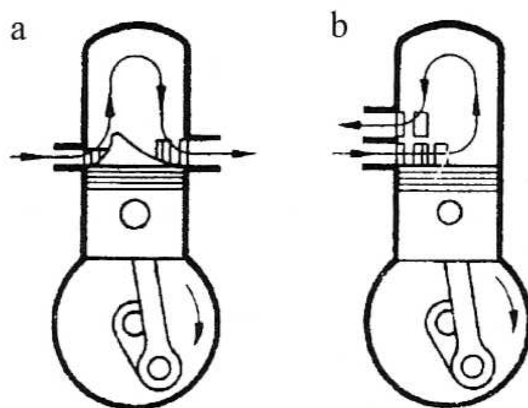
Stosowanie krzywek stycznych wpływa jednak na zmniejszenie czasoprzekroju, co w silnikach samochodów ciężarowych, charakteryzujących się mniejszymi prędkościami obrotowymi, nie jest tak istotne z punktu widzenia napełnienia, tym bardziej że o współczynniku napełnienia w tych silnikach decyduje głównie ciśnienie doładowania.

Krzywki syntetyczne mogą być tak projektowane, by spełniały specyficzne warunki przyjęte w założeniach. Na przykład mogą się one charakteryzować przyspieszeniem — w fazie otwierania i zamykania zaworów — bliskim zera. Zmienność tego przyspieszenia może być łagodna i może osiągać maksymalną wartość w pobliżu osi symetrii krzywki. Powszechne stosowanie metod komputerowych umożliwia dobór kształtu krzywki w sposób optymalny dla przyjętych założeń. Tego typu krzywki najczęściej są stosowane we współczesnych szybkoobrotowych silnikach samochodowych.

Najbardziej są rozpowszechnione krzywki syntetyczne o wzniosie, prędkości i przyspieszeniu w postaci wielomianowej funkcji kąta obrotu (tzw. polidyne).

## 8.3. Wymiana ładunku w silnikach dwusuwowych

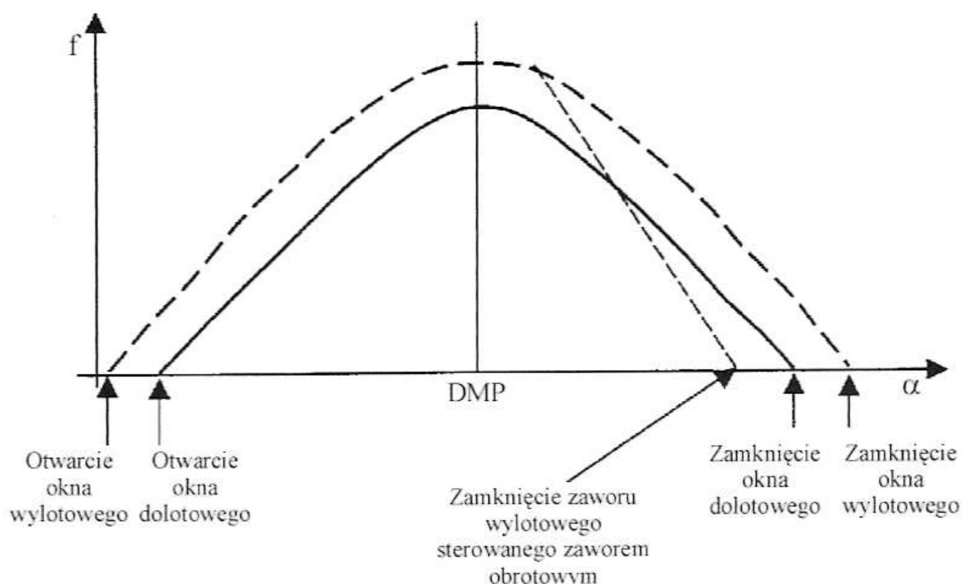
Silniki dwusuwowe w zasadzie nie są stosowane obecnie w pojazdach samochodowych. Jak wspomniano, były one dosyć popularne w latach międzywojennych i tuż po wojnie. Pracowały głównie na zasadzie przepłukania przez skrzynię korbową. Wymiana ładunku była sterowana przez krawędź denka tłoka, współpracującego ze szczelinami w tulei cylindra. W lekkich samochodach osobowych oraz motocyklach najczęściej stosowano system przepłukania poprzecznego wielostrumieniowego oraz przepłukania zwrotnego (rys. 8.7).



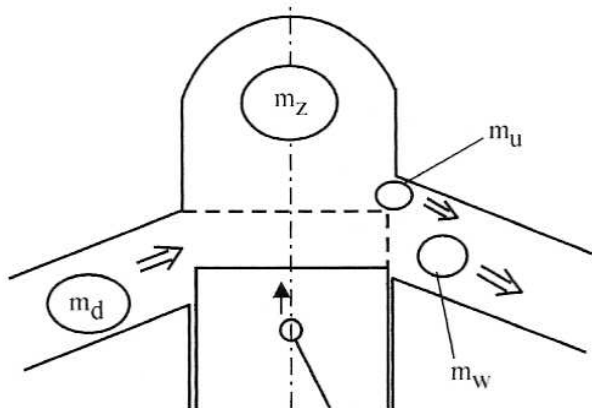

**Rys. 8.7.** Zasada przepłukania silników dwusuwowych [28]
*a* — przepłukanie poprzeczne,
*b* — przepłukanie zwrotne

Ze względu na napełnienie cylindra świeżym ładunkiem oraz opróżnienie ze spalin, bardzo ważnym zagadnieniem jest położenie oraz kształt okien dolotowych i wylotowych. Ruch tłoka oraz konfiguracja okien dolotowych i wylotowych decydują o ich czasoprzekroju. Przykładowe wykresy kątoprzekrojów okien dolotowych i wylotowych dla pokazanego na rys. 8.7 schematu przepłukania poprzecznego przedstawiono na rys. 8.8.

Ponieważ jest konieczne wcześniejsze otwarcie okna wylotowego w końcowej fazie suwu pracy, górna krawędź okien wylotowych powinna być usytuowana powyżej górnej krawędzi okien dolotowych. Ten fakt powoduje utratę części świeżego ładunku w suwie tłoka ku górze, kiedy to okna wylotowe są otwarte dłużej niż dolotowe. Niekiedy w kanale wylotowym zabudowuje się zawór obrotowy, którego zadaniem jest skracanie czasu otwarcia wylotu (cienka linia przerywana na rys. 8.8).




**Rys. 8.8.** Przykładowe zmiany kątoprzekrojów okien dolotowych i wylotowych dla przepłukania poprzecznego




**Rys. 8.9.** Charakterystyczne masy wyróżniane w procesie napełniania cylindra silnika dwusuwowego

Aby opisać zjawiska przepłukania i napełniania wprowadza się pewne wskaźniki, których znajomość ułatwia prowadzenie obliczeń i porównań. Dla lepszego zobrazowania charakterystycznych wartości masy czynnika dostarczonego do cylindra, czynnika zatrzymanego w cylindrze oraz czynnika utraconego do kanału wylotowego wprowadzono schemat przedstawiony na rys. 8.9.

Rozróżnia się następujące masy czynnika roboczego:

$m_d$ – masa czynnika dostarczanego do cylindra (przez cały czas otwarcia szczeliny dolotowej);

$m_z$ – masa świeżego czynnika zatrzymanego w cylindrze po zamknięciu szczeliny wylotowej;

$m_w$ – masa świeżego czynnika utraconego do kanału wylotowego w czasie otwarcia szczeliny dolotowej (okres współotwarcia szczelin);

$m_u$ – masa świeżego czynnika utraconego do kanału wylotowego w czasie od chwili zamknięcia szczeliny dolotowej do chwili zamknięcia szczeliny wylotowej.

Między tymi masami zachodzi zależność:

$$m_d - m_z = m_w + m_u$$

Całkowita masa utraconego świeżego ładunku (w czasie współotwarcia szczelin oraz w czasie domykania szczeliny wylotowej po zamknięciu szczeliny dolotowej) jest równa różnicy masy dostarczonego świeżego ładunku i masy świeżego ładunku zatrzymanego w komorze spalania.

W tradycyjnym bezzaworowym silniku dwusuwowym oba składniki występujące po prawej stronie równania są nie do uniknięcia.

Aby umożliwić porównania oraz analizę jakości napełnienia i przepłukania silnika dwusuwowego bezzaworowego wprowadza się pewne wskaźniki. Są to:

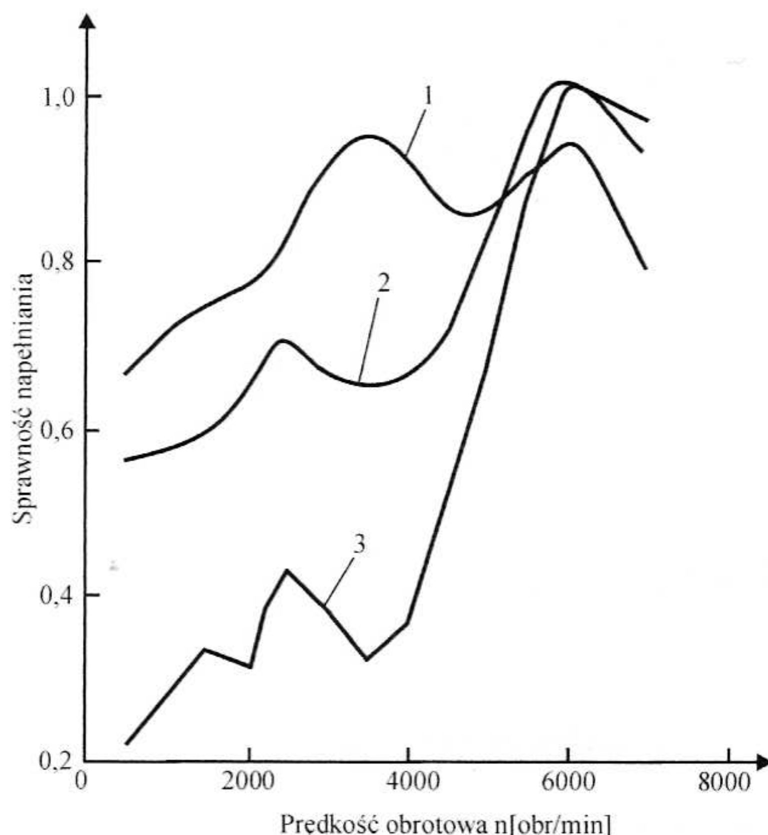
— masa odniesienia $m_o$, czyli teoretyczna masa świeżego czynnika, która mogłaby się dostać do cylindra w warunkach otoczenia; jest ona równa objętości skokowej cylindra pomnożonej przez gęstość czynnika w warunkach otoczenia;

— współczynnik napełniania cylindra, $\eta_V = \frac{m_z}{m_o}$;

— sprawność przepłukania cylindra, $\eta_p = \frac{m_z}{m_d}$;

— wskaźnik przepłukania, $k_p = \frac{m_d}{m_o}$.

Jednym z ważniejszych wskaźników jest współczynnik napełnienia, bezpośrednio wpływający na moc silnika. W dwusuwowym silniku, w którym rozrząd jest




**Rys. 8.10.** Sprawność napełnienia w zależności od prędkości obrotowej silnika dwusuwowego dla różnych sposobów sterowania procesu napełnienia świeżym ładunkiem [22]

*1* — dolot sterowany przekryciem szczeliny oraz przesłonowym zaworem w skrzyni korbowej, *2* — dolot sterowany przekryciem szczeliny z dodatkowym zaworem w kadłubie, *3* — dolot sterowany przekryciem szczeliny

sterowany tłokiem współpracującym ze szczelinami, wskaźnik ten jest bardzo mały, szczególnie przy małych prędkościach obrotowych. Do jego poprawy stosuje się zawory lamelowe, sterowane ciśnieniem w skrzyni korbowej, lub przesłony, związane z ruchem wału korbowego. Rozwiązanie i usytuowanie zaworów lub przesłon wpływa bardzo znacząco na wartość omawianego wskaźnika. Przebieg sprawności napełnienia w zależności od prędkości obrotowej dla trzech różnych sposobów kontrolowania napełnienia przedstawiono na rys. 8.10.

Coraz częściej są omawiane koncepcje dwusuwowego silnika ZI, w którym rozrząd jest sterowany zaworami dolotowymi i wylotowymi. Napęd tych zaworów jest analogiczny jak w przypadku silnika czterosuwowego — od wałka rozrządu umieszczonego w głowicy. Ze względu na brak suwów napełnienia i wylotu, cykl przepłukania jest realizowany w pobliżu DMP tłoka. Przepłukanie to jest wymuszone zazwyczaj dmuchawą o napędzie mechanicznym lub zespołem turbosprężarkowym, który służy wówczas do doładowania. Możliwości rozwoju takiej koncepcji pojawiły się po opanowaniu problemów wtrysku benzyny do komory spalania. Unika się w ten sposób utraty mieszanki palnej (paliwa) do kolektora wylotowego w fazie przepłukania.

Więcej na temat wymiany ładunku w dwusuwowych silnikach ZI Czytelnik znajdzie w pracach [28] i [69].

9

ROZDZIAŁ

# Doładowanie

## 9.1. Wiadomości ogólne

Moc silnika, jak wynika z wzorów:

$$N_e = \frac{p_e V_{ss} n}{2} \quad \text{dla czterosuwu}$$

$$N_e = p_e V_{ss} n \quad \text{dla dwusuwu}$$

zależy od trzech podstawowych czynników:
— średniego ciśnienia użytecznego;
— objętości skokowej silnika;
— prędkości obrotowej silnika.

Aby uzyskać większą moc użyteczną, można zatem zwiększać każdy z tych czynników. Historycznie rzecz biorąc, moc silników dawnych konstrukcji zwiększano głównie przez zwiększanie ich całkowitej objętości skokowej. Wynikało to m.in. z trudności w uzyskiwaniu dużych prędkości obrotowych. Barierę stanowiła wytrzymałość stosowanych materiałów, których obciążenia mechaniczne zwiększały się wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej silnika, a także problemy związane ze skracaniem czasu na przygotowanie i spalenie ładunku mieszanki paliwa i powietrza oraz z wymianą ładunku.

Ten sposób zwiększania mocy silnika jest niekorzystny, ze względu na zwiększającą się również masę silnika. Jest oczywiste, że ze względu na znaczne rozpiętości w zapotrzebowaniu na moc choćby między silnikami do małych samochodów osobowych oraz dużych pojazdów ciężarowych różnice stosowanych objętości skokowych silnika w dalszym ciągu występują.

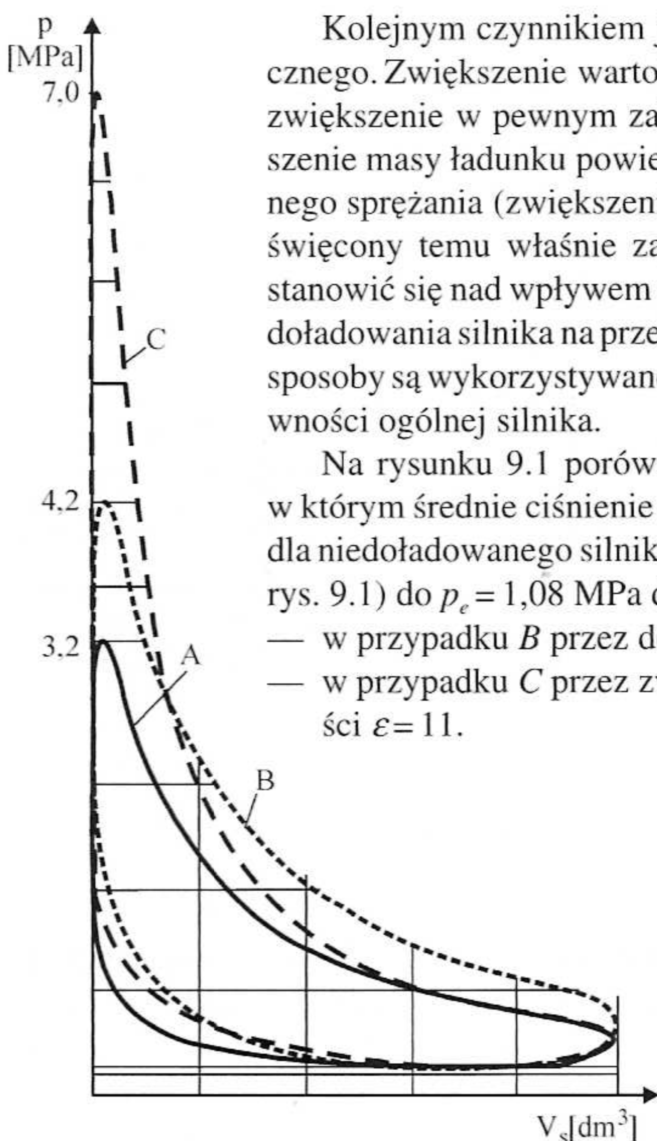
Kolejnym sposobem zwiększenia mocy użytecznej silnika jest zwiększenie jego prędkości obrotowej. Na przestrzeni lat obserwuje się powolny wzrost wartości tego parametru, są bowiem pokonywane zarówno bariery wynikające z wytrzymałości materiałów, jak i związane z przygotowaniem i spaleniem mieszanki palnej.

Kolejnym czynnikiem jest wartość średniego ciśnienia użytecznego. Zwiększenie wartości tego parametru można osiągać przez zwiększenie w pewnym zakresie stopnia sprężania $\varepsilon$ oraz zwiększenie masy ładunku powietrza w cylindrze w wyniku jego wstępnego sprężania (zwiększenia gęstości). Niniejszy rozdział jest poświęcony temu właśnie zagadnieniu. Warto w tym miejscu zastanowić się nad wpływem zwiększenia stopnia sprężania $\varepsilon$ czy też doładowania silnika na przebieg ciśnień w procesie spalania. Oba te sposoby są wykorzystywane do zwiększania mocy, a czasem i sprawności ogólnej silnika.

Na rysunku 9.1 porównano przebiegi ciśnień obiegu silnika, w którym średnie ciśnienie efektywne zwiększono z $p_e = 0{,}88$ MPa dla niedoładowanego silnika o stopniu sprężania $\varepsilon = 5$ (krzywa *A* na rys. 9.1) do $p_e = 1{,}08$ MPa dwoma sposobami:

— w przypadku *B* przez doładowanie o stopniu $p_d/p_{ot} = 1{,}5$;

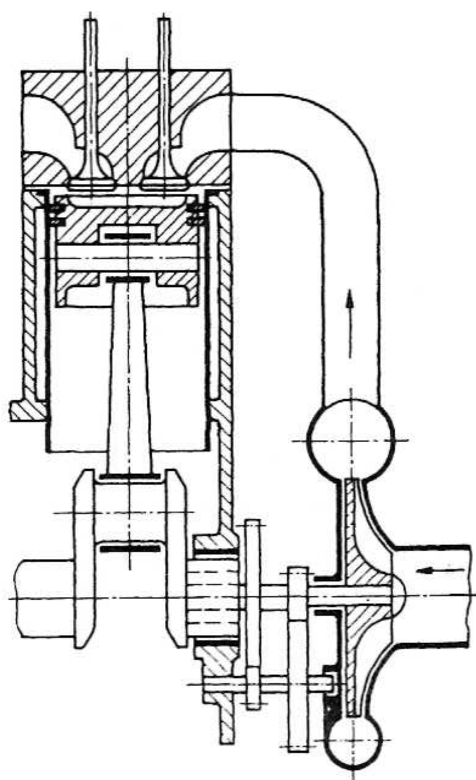
— w przypadku *C* przez zwiększenie stopnia sprężania do wartości $\varepsilon = 11$.



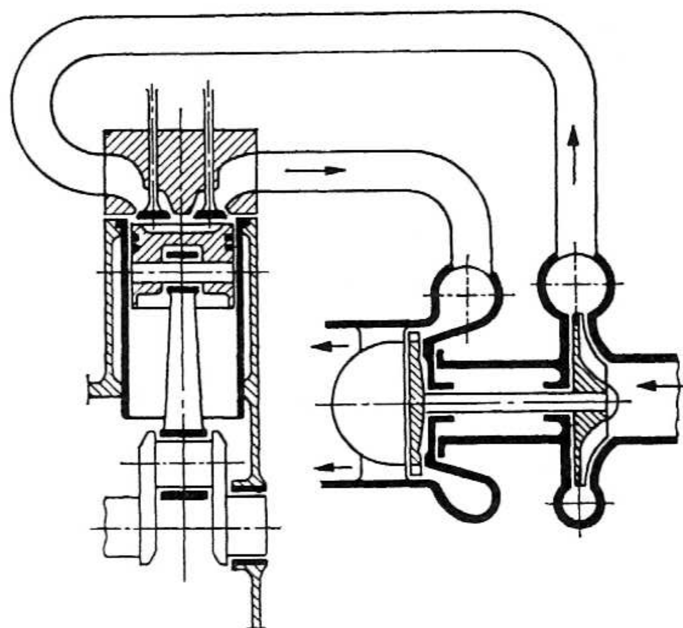

**Rys. 9.1.** Wpływ zwiększenia stopnia sprężania oraz doładowania silnika ZS na wartość maksymalnego ciśnienia spalania $p_{max}$ [17] (opis w tekście)

Widać wyraźnie, że osiągnięcie tego samego poziomu średniego ciśnienia użytecznego $p_e = 1{,}08$ MPa jest okupione znacznie większym wzrostem maksymalnego ciśnienia obiegu $p_{max}$ w przypadku zwiększenia stopnia sprężania. Można zatem stwierdzić, że doładowanie silników jest korzystniejszym sposobem zwiększenia ich mocy ze względu na obciążenia mechaniczne i cieplne niż zwiększanie stopnia sprężania $\varepsilon$. W przypadku drugiego rozwiązania można się również spodziewać zmniejszenia sprawności cieplnej z powodu wyższych temperatur czynnika, a zatem większych strat strumienia ciepła od czynnika do ścianek cylindra.

Łatwiejsze w realizacji okazało się doładowanie silnika o zapłonie samoczynnym, w którym jest sprężany jedynie ładunek powietrza. W silnikach o zapłonie iskrowym doładowanie pojawiło się nieco później, głównie wymuszone w zastosowaniach lotniczych, gdzie masa silnika jest mocno ograniczona (ograniczona jest zatem pojemność skokowa silnika), wyraźnie zaś zmniejszenie gęstości powietrza wraz ze zwiększeniem wysokości wpływało na znaczne pogorszenie napełnienia cylindra i w efekcie na zmniejszenie mocy silnika. Trudności w doładowaniu silnika o zapłonie iskrowym wynikały z konieczności rozwiązania zagadnienia możliwych uszkodzeń sprężarki w przypadku wybuchu sprężanej mieszanki palnej (powietrza i paliwa) bądź skonstruowania specjalnych gaźników w przypadku sprężania czystego powietrza. Zagadnienie to upraszcza się, gdy paliwo jest wtryskiwane do kolektora dolotowego.



**Rys. 9.2.** Schemat doładowania mechanicznego [69]



**Rys. 9.3.** Schemat turbodoładowania [69]

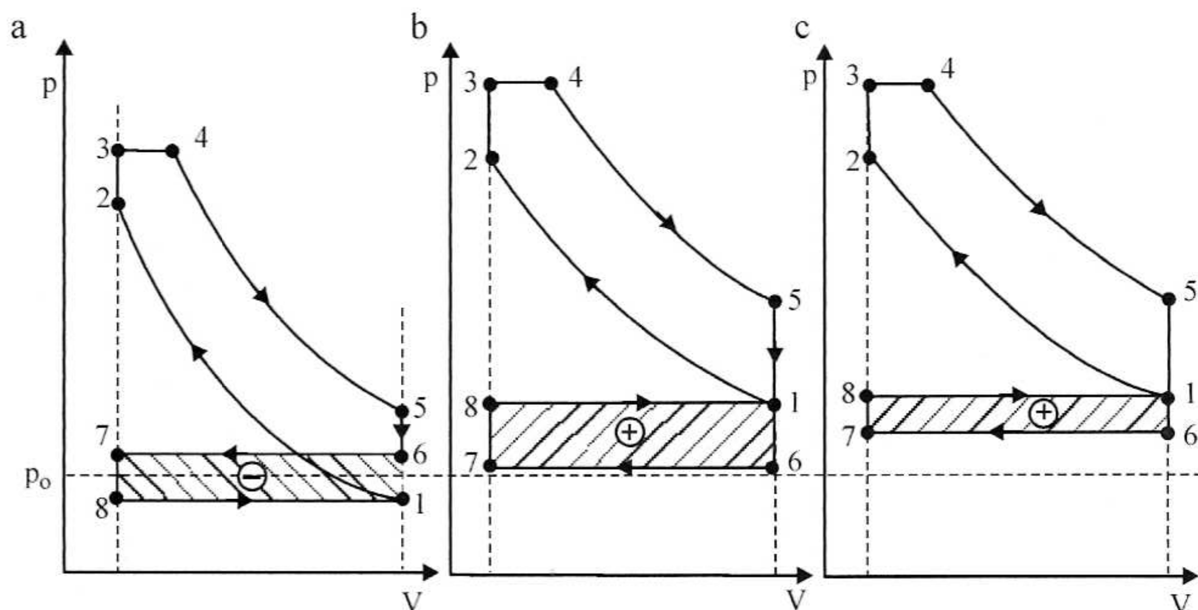
Ponadto wzrost ciśnień w procesie sprężania wywołany doładowaniem silnika sprzyjał pojawianiu się przedwczesnych samozapłonów, a także stukowemu spalaniu. Często zatem w doładowanych silnikach ZI stosowano zmniejszenie stopnia sprężania.

Wydaje się, że rozpowszechnienie wtrysku paliwa do cylindra (GDI) otwiera drogę korzystnym sposobom doładowania silnika ZI zarówno cztero-, jak i dwusuwowego.

Wyróżnia się dwa podstawowe sposoby doładowania: mechaniczny, w którym sprężarka jest napędzana od wału korbowego silnika (rys. 9.2), oraz z napędem od turbiny, wykorzystującej energię gazów spalinowych (rys. 9.3).

Godny zauważenia jest również fakt doładowania dynamicznego bez użycia jakiejkolwiek maszyny sprężającej czynnik roboczy. Chodzi tu o wykorzystanie drgania słupa powietrza napływającego w gałęziach kolektora dolotowego i dobranie takiej długości gałęzi, by dla określonej prędkości obrotowej silnika częstość drgań słupa czynnika roboczego była równa w przybliżeniu częstości otwierania zaworów dolotowych. Powstająca w ten sposób fala ciśnienia może być wykorzystana do uzyskania efektu doładowania przy określonych prędkościach rezonansowych. Znane są praktyczne rozwiązania często już stosowanych kolektorów zmiennej długości (dla dwu zakresów prędkości obrotowej silnika), a także długości zmienianej w sposób ciągły, co rozszerza zakres prędkości obrotowych silnika, przy których omawiany efekt może być wykorzystywany. Temat ten został obszernie omówiony w książce [41].

Doładowanie mechaniczne może być realizowane z wykorzystaniem sprężarki innego typu niż przedstawiony na rysunku 9.3. Mogą to być sprężarki tłokowe




**Rys. 9.4.** Obiegi porównawcze silników czterosuwowych
*a* — niedoładowanego, *b* — doładowanego mechanicznie, *c* — doładowanego turbosprężarką
– pole pracy ujemnej, + pole pracy dodatniej

i wyporowe np. Rootsa (patrz rys. 1.5). Na rysunku 9.4 przedstawiono trzy różne obiegi porównawcze czterosuwowego silnika wolnossącego (*a*), czterosuwowego silnika doładowanego mechanicznie przy użyciu sprężarki o napędzie mechanicznym od wału korbowego silnika (*b*), doładowanego turbosprężarką, z wykorzystaniem energii spalin do napędu turbiny i dalej sprężarki (*c*).

Istota doładowania polega, jak już wspomniano, na doprowadzeniu większej masy ładunku do cylindra w suwie napełnienia. W rzeczywistości sprowadza się to do podwyższenia ciśnienia w punkcie *1* obiegu, tj. w punkcie odpowiadającym początkowi sprężania. Prowadzi to do wyraźnego zwiększenia ciśnienia końca suwu sprężania *2* oraz — w wyniku doprowadzenia większej niż w przypadku silnika niedoładowanego dawki paliwa — do zwiększenia przyrostu ciśnienia przy stałej objętości (dłuższy odcinek *2-3*), a także zazwyczaj do zwiększenia przyrostu objętości przy stałym ciśnieniu (dłuższy odcinek *3-4*). W efekcie w obu przedstawionych obiegach silnika doładowanego (*b*) i (*c*) wyraźnie zwiększa się pole zawarte między krzywymi *1-2-3-4-5-1*. Jest to, jak wiadomo, dodatnie pole pracy obiegu. Prowadzi do podwyższenia średniego ciśnienia indykowanego, a w efekcie do zwiększenia mocy silnika doładowanego.

Warte uwagi jest także pole odpowiadające wymianie ładunku, zawarte między liniami *6-7-8-1-6*. Dla silnika niedoładowanego jest to ujemne pole pracy. Do usunięcia spalin i dostarczenia ładunku do obiegu niezbędna jest praca wynikająca z występowania ciśnienia wyższego niż ciśnienie otoczenia w suwie wylotu i niższego niż ciśnienie otoczenia w suwie dolotu.

Inaczej przebiega ten proces w obu omawianych rozwiązaniach doładowania. Pola odpowiadające wymianie ładunku są dodatnie. W przypadku doładowania mechanicznego jest ono większe niż przy wykorzystaniu turbosprężarki. Rozważmy przypadek jednakowej wartości ciśnienia doładowania (ta sama wartość ciśnienia wzdłuż linii napełnienia *8-1*). Przy doładowaniu mechanicznym usuwanie spalin

odbywa się przy niewielkim nadciśnieniu w stosunku do ciśnienia otoczenia. Praktycznie ciśnienia w suwie wylotu w silniku wolnossącym i doładowanym mechanicznie mogą być porównywalne, wobec faktu swobodnego wypływu spalin do atmosfery. Dławienie wypływu w obu tych przypadkach wynika z oporu przepływu przez zawory i układ wylotowy.

W przypadku (*c*) — silnika doładowanego turbosprężarką — ciśnienie w suwie wylotu jest podwyższone, ze względu na spiętrzenie ciśnienia przed turbiną. W efekcie poziom ciśnień na linii suwu wylotu *6-7* jest znacznie wyższy niż w omawianych rozwiązaniach (*a*) i (*b*). Nie należy jednak wyciągać fałszywego wniosku, że skoro pole dodatniej pracy wymiany ładunku w przypadku doładowania mechanicznego jest wyższe niż w przypadku doładowania przy użyciu turbosprężarki, to prowadzi to do zwiększenia mocy efektywnej. Trzeba bowiem uwzględnić fakt, że ta dodatnia praca wymiany ładunku jest realizowana przez napęd mechaniczny z wału korbowego silnika. Uwzględniając sprawność napędu oraz sprawność sprężarki należy wyraźnie podkreślić, że dodatnia praca pętli wymiany ładunku jest okupiona większą co do wartości pracą odbieraną od wału korbowego silnika na napęd sprężarki. Wpływa to oczywiście na zmniejszenie mocy efektywnej silnika.

W przypadku doładowania turbosprężarką dodatnie pole pracy wymiany ładunku jest znacznie mniejsze, ze względu na wspomniane wyższe ciśnienie wywołane dławieniem przepływu przez turbinę. Jednakże praca dodatnia odpowiadająca temu polu może być w pełni odzyskiwana z energii spalin, traconej w obu poprzednich przypadkach (*a* i *b*). Prowadzi to do poprawy bilansu energii na korzyść silnika doładowanego turbosprężarką. Należy podkreślić, że w praktyce istotne jest utrzymywanie optymalnego możliwie małego ciśnienia przed turbiną, by nie zwiększać zbytnio pracy związanej z usuwaniem ładunku.

Podsumowując należy stwierdzić, że zwiększenie mocy silnika doładowanego wynika ze zwiększenia pracy indykowanej obiegu. Istotny jest także fakt występowania dodatniego pola pracy pętli wymiany ładunku, szczególnie w przypadku silnika doładowanego turbosprężarką. Poprawa mocy efektywnej jest również wynikiem poprawy sprawności mechanicznej $\eta_m$.

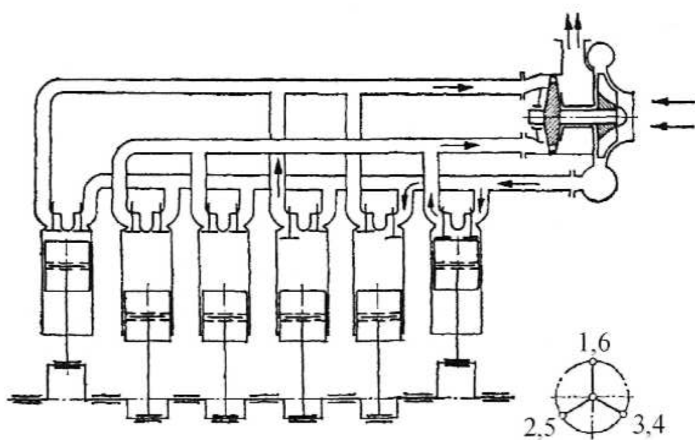
Wyniki badań wykazują, że silniki doładowane turbosprężarką uzyskują największą sprawność ogólną. Silniki doładowane mechanicznie charakteryzują się często sprawnością ogólną mniejszą niż silniki wolnossące. Zaletą stosowanego doładowania turbosprężarką jest również łatwość dopasowania wydatku i ciśnienia doładowania do obciążenia silnika, prędkość obrotowa turbiny zależy bowiem od obciążenia i prędkości obrotowej silnika. Jest to cecha istotna w ustalonych warunkach pracy silnika. Pewną wadą turbosprężarki jest opóźnienie działania w warunkach gwałtownego zwiększenia obciążenia. Prowadzi to do chwilowych stanów nienadążania za zmianą dawki paliwa i zmniejszenia współczynnika nadmiaru powietrza (szczególnie w silnikach ZS).

Rozróżnia się dwa podstawowe systemy doładowania z użyciem turbosprężarki.

**System stałego ciśnienia**, w którym spaliny z każdego cylindra płyną do kolektora zbiorczego, gdzie ciśnienie się stabilizuje. Energia kinetyczna wypływu spalin jest wykorzystywana w niewielkim stopniu do napędu turbiny ze względu na straty przepływu i zawirowania. Energia ta wywołuje wzrost temperatury spalin przed

turbiną. Podwyższenie ciśnienia w kolektorze zbiorczym może w niektórych rozwiązaniach silników zakłócać proces przepłukiwania cylindrów.

**System pulsacyjny**, tak pomyślany, by odzyskać również energię kinetyczną spalin. Przewody wylotowe prowadzą spaliny z każdego cylindra do turbiny najkrótszą drogą. W turbinie zostaje zatem wykorzystana nie tylko energia rozprężania spalin, ale także ich energia kinetyczna. Takie rozwiązanie jest korzystniejsze z punktu widzenia odzysku energii spalin na pokrycie pracy związanej z napędem sprężarki, ale także poprawia warunki przepłukiwania cylindrów.



**Rys. 9.5.** Zasada doładowania w systemie Büchi [28]

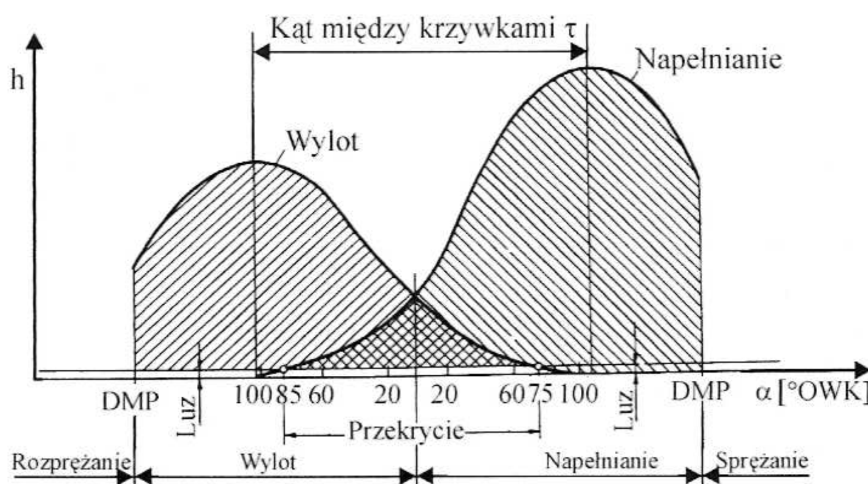
Istotnym zagadnieniem jest właściwa korelacja między kolejnością zapłonów a rozmieszczeniem turbosprężarek w przypadku silników wielocylindrowych. W silnikach samochodowych, ze względów praktycznych, stosuje się najczęściej układ doładowania z jednym zespołem turbosprężarki dla jednego rzędu cylindrów. W tym przypadku zastosowanie doładowania pulsacyjnego jest ograniczone. Istotą jest możliwość doprowadzenia impulsów ciśnienia do łopatek turbiny w sposób równomiernie rozłożony w czasie. Takie rozwiązanie opatentował Alfred Büchi (rys. 9.5). Dokładny opis zasady działania zawierają publikacje [28] i [42].

## 9.2. Doładowanie silników ZS

Doładowanie silników czterosuwowych o zapłonie samoczynnym charakteryzuje się ogólnie rzecz biorąc cechami pozytywnymi. Sprężanie jedynie ładunku powietrza pozwala na względną swobodę w ustalaniu wielu parametrów konstrukcyjnych i regulacyjnych silnika. Zalety doładowania w zasadzie omówiono w podrozdz. 9.1, dotyczącym zagadnień ogólnych związanych z doładowaniem silników ZI i ZS. W tym miejscu zostaną one zatem jedynie przypomniane, w odniesieniu do poszczególnych parametrów pracy silnika.

**Moc użyteczna silnika** $N_e$ zwiększa się, przy zachowaniu objętości skokowej silnika i maksymalnej prędkości obrotowej, co wynika głównie z większej gęstości ładunku i zależy od ciśnienia doładowania. Od ciśnienia doładowania zależy również konieczność i zakres zmian konstrukcji silnika wolnossącego. Przyjmuje się, że doładowanie zwiększające moc silnika o ok. 50% [69] nie wymaga wprowadzania większych zmian w konstrukcji silnika. Doładowanie wyższego stopnia wymaga zmian konstrukcyjnych podstawowych układów silnika (tłokowo-korbowego, rozrządu, kadłuba). Jest to już zakres w zasadzie wymagający projektowania takiego silnika od podstaw.

**Wykorzystanie objętości skokowej cylindra.** Doładowanie czystym powietrzem daje szansę na wyeliminowanie strat paliwa, zwiększanie przepłukania komory spalania, usunięcie reszty spalin, obniżenie temperatury ścianek. Tak więc i z tego




**Rys. 9.6.** Kątoprzekrój przekrycia zaworów [69]

powodu zwiększa się ładunek powietrza przeznaczony do spalania, co również wpływa na zwiększenie mocy silnika. Omówioną poprawę przepłukania uzyskuje się zwiększając czas współotwarcia zaworów dolotowych i wylotowych do ok. 160÷180°OWK (rys. 9.6).

**Sprawność mechaniczna** $\eta_m$. Parametr ten zwiększa się szczególnie w przypadku silnika doładowanego turbosprężarką. Sprawność mechaniczna rośnie wraz ze zmniejszeniem stosunku $p_{max}/p_i$, w silniku zaś doładowanym średnie ciśnienie indykowane $p_i$ rośnie szybciej niż ciśnienie maksymalne obiegu $p_{max}$.

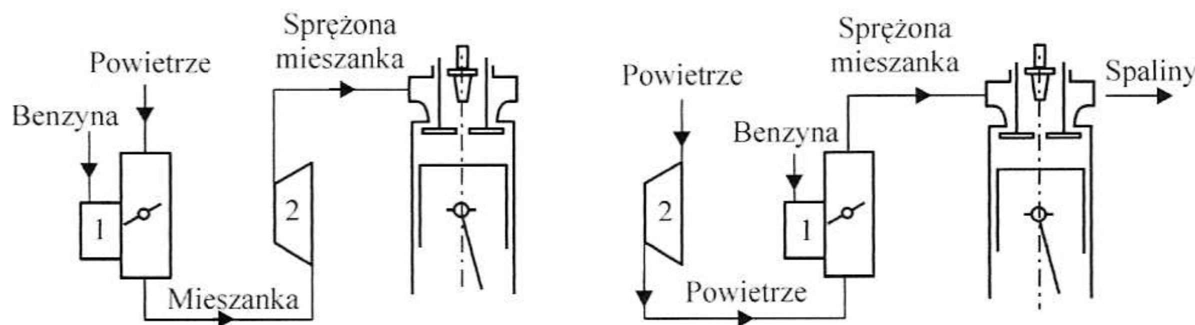
**Parametry procesu spalania.** Dzięki większemu stężeniu tlenu zwłoka samozapłonu skraca się wraz z lepszym zawirowaniem powietrza. Wpływa to korzystnie na zmniejszenie szybkości narastania ciśnienia. Silniki doładowane pracują zatem przy mniejszych obciążeniach dynamicznych, wynikających z procesu spalania (pracują bardziej „miękko").

**Sprawność ogólna** $\eta_o$. W przypadku silników doładowanych przy użyciu turbosprężarki w dużym zakresie obciążeń parametr ten ma większą wartość niż w przypadku silnika wolnossącego. Wynika to m.in. ze zwiększenia sprawności mechanicznej $\eta_m$ oraz odzysku energii spalin do napędu sprężarki. Dodatnia praca pętli przepłukania jest bowiem w pełni pokryta dzięki wykorzystaniu energii spalin. Silniki doładowane mechanicznie, wobec poboru mocy z wału korbowego na napęd sprężarki, mogą niestety charakteryzować się zmniejszeniem sprawności ogólnej $\eta_o$ — szczególnie w zakresie małych obciążeń.

**Wskaźnik mocy jednostkowej silnika.** Przyjmuje on wyższe wartości dla silnika doładowanego (nawet po uwzględnieniu masy zespołu turbodoładowującego).

## 9.3. Doładowanie silników ZI

Istota doładowania silnika o zapłonie iskrowym sprowadza się również do zwiększenia gęstości ładunku doprowadzanego do cylindra, co umożliwia uzyskanie większej mocy, a w niektórych rozwiązaniach także większej sprawności silnika. Zasada doładowania jest taka sama, jak w przypadku silnika ZS, jednak ze względu na specyfikę układu zasilania, w zależności od kolejnych rozwiązań tego układu kon-




**Rys. 9.7.** Podstawowe systemy doładowania silników ZI [69]
*1* — gaźnik, *2* — sprężarka

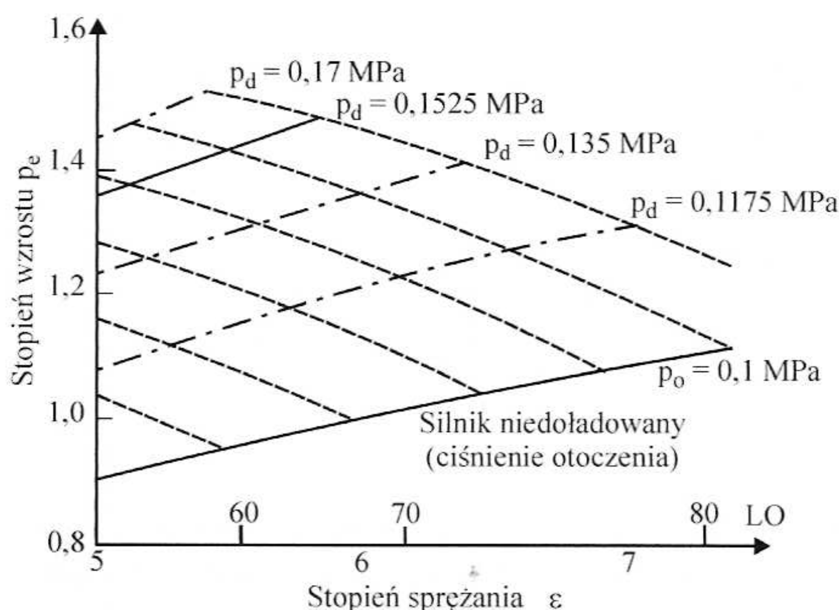
struktorzy napotykali pewne problemy związane z wzajemnym usytuowaniem układu zasilania, w którym była wytwarzana mieszanka palna (gaźnika czy też wtryskiwacza paliwa) i maszyny sprężającej. W silnikach gaźnikowych możliwe były dwie konfiguracje (rys. 9.7).

W rozwiązaniu, w którym mieszanka była sprężana już za gaźnikiem, zaletą było dobre wymieszanie i odparowanie paliwa w maszynie sprężającej, wadą zaś — niebezpieczeństwo jej zniszczenia w przypadku ewentualnego wybuchu sprężonej mieszanki. Dotyczyło to szczególnie doładowania turbosprężarką. Wadą było również pogorszenie napełnienia w przypadku wyłączenia doładowania.

Rozwiązanie drugie, w którym było sprężane czyste powietrze, wymaga skomplikowania konstrukcji gaźnika. Komora pływakowa w tym urządzeniu musiała być utrzymywana pod ciśnieniem, należało ją zatem uszczelnić. Zastosowanie układów wtryskowych paliwa, jedno- i wielopunktowych, w zasadzie rozwiązało ten problem, sprężane jest bowiem jedynie powietrze. Paliwo jest wtryskiwane do części układu dolotowego o podwyższonym ciśnieniu.

Kolejnym problemem związanym z doładowaniem silników o zapłonie iskrowym są straty przepłukiwania cylindrów, wynikające ze współotwarcia zaworów. Straty te ze względu na napływ mieszanki palnej do cylindra pod ciśnieniem wyższym niż atmosferyczne w czasie współotwarcia zaworów dolotowego i wylotowego pod koniec suwu wylotu mogą być znaczne. Można je zmniejszyć opóźniając otwarcie zaworu dolotowego (skracając w ten sposób czas współotwarcia), prowadzi to jednak czasem do pogorszenia przepłukania cylindra. Problem ten znika w pojawiających się rozwiązaniach silnika o bezpośrednim wtrysku benzyny (GDI). Cylindry mogą być w tym przypadku przepłukane analogicznie jak w silniku ZS — czystym powietrzem.

Najbardziej istotnym problemem jest powstawanie przedwczesnych samozapłonów oraz spalania stukowego wynikającego z podwyższenia ciśnienia w komorze spalania na skutek wyższej jego wartości w chwili początku sprężania czynnika. Mimo stosowania paliw o dużej liczbie oktanowej, często silniki doładowane, ze względu na omawiane tu zjawisko, charakteryzują się mniejszym stopniem sprężania. Częściowo można złagodzić ten niepożądany efekt chłodzeniem czynnika roboczego (które także stosowane jest w celu poprawy napełnienia cylindra). Współzależność liczby oktanowej paliwa LO, stopnia sprężania silnika $\varepsilon$, ciśnienia doładowania $p_d$ oraz możliwego do osiągnięcia stopnia wzrostu średniego ciśnienia użytecznego $p_e$ pokazano na rys. 9.8.




**Rys. 9.8.** Współzależność wpływu zmiany stopnia sprężania $\varepsilon$ i ciśnienia doładowania $p_d$ na osiągany wzrost średniego ciśnienia użytecznego $p_e$ oraz wymagania dotyczące liczby oktanowej benzyny [17]

W niektórych wysilonych silnikach do schłodzenia ładunku stosuje się również wtrysk wody do cylindra. Wprowadzenie w ostatnich latach wtrysku benzyny do cylindra (GDI) daje nadzieję na rozwiązanie problemu przedwczesnych samozapłonów, a także spalania stukowego. Sprężany może być bowiem w tym przypadku ładunek powietrza, a paliwo wtryskiwane do cylindra obniża temperaturę w wyniku procesu odparowania. W fazie pracy z obciążeniami częściowymi, kiedy paliwo jest wtryskiwane w suwie zasysania, stosowana jest mieszanka o składzie bardzo zubożonym, a taka — jak wiadomo — jest bardziej odporna na spalanie stukowe.

Znaczna większość silników samochodowych o zapłonie iskrowym nie jest doładowywana przy użyciu urządzenia sprężającego. W tego rodzaju silnikach wykorzystuje się bardzo często wspomniany efekt doładowania dynamicznego (rezonansowego). Doładowanie przy użyciu urządzenia sprężającego jest spotykane w silnikach stosowanych w samochodach specjalnych oraz sportowych.

We współczesnych doładowanych silnikach ZS oraz ZI za urządzeniem sprężającym znajduje się chłodnica powietrza. Obniżenie temperatury wpływa bowiem na zwiększenie gęstości powietrza, poprawia zatem napełnienie cylindra.

**10** ROZDZIAŁ

# Podstawy projektowania silnika

## 10.1. Obliczanie głównych wymiarów silnika

Opracowanie założeń konstrukcyjnych oraz samo projektowanie tłokowego silnika spalinowego jest zagadnieniem bardzo szerokim. Sposób postępowania w fazie opracowywania założeń oraz w fazie wykonywania projektu silnika był już wielokrotnie przedstawiany w fachowych publikacjach znanych profesorów, konstruktorów silników spalinowych [4, 42, 69, 71]. Rozwinięte techniki komputerowe pozwalają w fazie opracowywania koncepcji oraz projektowania silnika na przeanalizowanie i uwzględnienie wielu czynników i wariantów założeń. W niniejszej książce Czytelnik znajdzie jedynie wybrane istotne informacje dotyczące projektowania silnika.

Obliczanie głównych wymiarów silnika jest poprzedzone ustaleniem założeń wstępnych, które sprowadzają się do określenia

— przeznaczenia silnika;
— mocy silnika i prędkości znamionowej;
— pożądanej charakterystyki momentu obrotowego;
— systemu spalania;
— wymagań z zakresu ochrony środowiska;
— koncepcji konstrukcji silnika (liczby i układu cylindrów, rodzaju chłodzenia, liczby suwów na cykl pracy, systemu zasilania, układu rozruchowego itp.);
— trwałości i stopnia wysilenia silnika (np. ograniczenia $p_{max}$, $p_e$, $n_{max}$).

Przyjęte założenia wstępne umożliwiają obliczenie objętości skokowej silnika dwoma sposobami:

— na podstawie założonego obiegu porównawczego;
— na podstawie założonego średniego ciśnienia użytecznego $p_e$.

W pierwszym przypadku należy obliczyć średnie ciśnienie indykowane dla obiegu porównawczego oraz przyjąć zakładaną sprawność mechaniczną. Wówczas wykorzystując założoną znamionową prędkość obrotową $n$ silnika, należy skorzystać z zależności na moc użyteczną:

$$N_e = \frac{p_e V_{ss} n}{2} = \frac{p_i \eta_m V_s in}{2} \quad \text{dla czterosuwu}$$

lub

$$N_e = p_e V_{ss} n = p_i \eta_m V_s in \quad \text{dla dwusuwu}$$

można obliczyć objętość skokową cylindra

$$V_s = \frac{2N_e}{p_i \eta_m in} \quad \text{dla czterosuwu}$$

lub

$$V_s = \frac{N_e}{p_i \eta_m in} \quad \text{dla dwusuwu}$$

W przypadku założenia wartości średniego ciśnienia użytecznego $p_e$ obliczenie objętości skokowej cylindra nie wymaga założenia sprawności mechanicznej.

Wówczas

$$V_s = \frac{2N_e}{p_e in} \quad \text{dla czterosuwu}$$

$$V_s = \frac{N_e}{p_e in} \quad \text{dla dwusuwu}$$

Wstępne ustalenie obiegu porównawczego daje pewne korzyści w toku dalszych obliczeń, szczególnie układu tłokowo-korbowego, gdyż dysponuje się, przybliżonymi wprawdzie, wartościami ciśnień obiegu przy kolejnych położeniach wału korbowego.

Znając objętość skokową cylindra można przystąpić do obliczeń wymiarów głównych, tj. skoku tłoka $s$ oraz średnicy cylindra $D$. Pomocne przy tym jest założenie wzajemnego stosunku tych wielkości $k = s/D$. Wskaźnik ten oraz inne wskaźniki istotne dla konstrukcji, np. stosunek długości ramienia wykorbienia do długości korbowodu $\lambda = r/l$ czy też stosunek odległości między osiami cylindrów do średnicy tłoka $L/D$ ( patrz tablica), są dobierane często w wyniku doświadczeń zdobytych przy konstrukcji silników poprzednich generacji.

Wartości głównych wskaźników geometrycznych silników samochodowych [69]

| | Rodzaj silnika | $k = \frac{s}{D}$ | $\lambda = \frac{r}{l}$ | $\frac{L}{D}$ |
|---|---|---|---|---|
| Silniki ZI | rzędowe | 0,7÷1,1 | 0,25÷0,28 | 1,2÷1,28 (1,1)[1] |
| | widlaste — korbowody obok siebie | 0,7÷1,0 | 0,27÷0,3 | 1,25÷1,35 |
| Silniki ZS | rzędowe | 0,95÷1,15 (1,25) | 0,24÷0,3 | 1,25÷1,3 |
| | widlaste — korbowody obok siebie | 0,8÷1,1 (1,2) | 0,27÷0,3 | 1,47÷1,55 |

**Uwaga:** w silnikach chłodzonych powietrzem $L/D$ zwiększa się o ok. 15÷20%.
[1] Dla silników, w których między cylindrami nie ma płaszcza wodnego.

Znając zatem obliczoną wartość objętości skokowej cylindra $V_s$ oraz wartość przyjętego stosunku $k = s/D$ łatwo już obliczyć wymiary główne, gdyż

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} s \quad \text{dla } s = kD$$

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} kD = \frac{\pi D^3}{4} k$$

zatem:

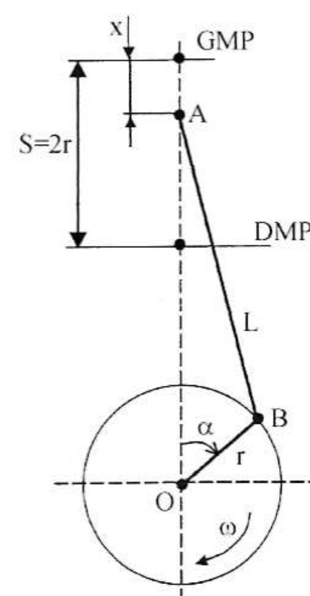
$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_s}{k\pi}};$$

Znając te wymiary oraz przyjmując wartości $\lambda = r/l$ oraz $L/D$ (tabl. 10.1), można przystępować do wstępnego określenia gabarytów silnika.

## 10.2. Kinematyka układu tłokowo-korbowego

Określenie kinematyki układu tłokowo-korbowego jest niezbędne do obliczeń obciążeń tego układu oraz obciążeń pozostałych zespołów silnika — w szczególności kadłuba i głowicy. Opis kinematyki układu korbowego jest wykorzystywany do obliczeń obciążeń dynamicznych. Zespoły silnika są ponadto obciążone siłami gazowymi wynikającymi z ciśnień w czasie procesu spalania oraz obciążeniami termicznymi.

W niniejszym rozdziale przeanalizowano jedynie prosty zbieżnoosiowy układ tłokowo-korbowy (rys. 10.1). Przez układ zbieżnoosiowy rozumie się taki układ, w którym oś czopów głównych wału korbowego leży w płaszczyźnie ruchu osi sworznia tłokowego. Często, aby zmniejszyć naciski normalne tłoka w suwie pracy wprowadza się przesunięcie płaszczyzny osi sworznia tłokowego w kierunku zgodnym z kierunkiem obrotów wału korbowego (sprowadza się to do przesunięcia osi cylindrów).




Rys. 10.1. Schemat zbieżnoosiowego mechanizmu tłokowo-korbowego

W przedstawionym na rys. 10.1 mechanizmie tłokowo-korbowym interesują nas następujące funkcje opisujące kinematykę:

- droga tłoka w zależności od kąta obrotu wału korbowego $x = f(\alpha)$;
- prędkość tłoka w zależności od kąta obrotu wału korbowego $c = f(\alpha)$;
- przyspieszenie tłoka w zależności od kąta obrotu wału korbowego $a = f(\alpha)$.

Wyprowadzenie tych zależności dla omawianego przypadku znajdzie Czytelnik w wielu podręcznikach dotyczących silników tłokowych, np. [4, 42, 69]. Zależność obowiązującą dla układów bardziej skomplikowanych (np. dla

układu korbowego silnika widlastego, w którym korbowód boczny jest zamocowany do korbowodu głównego) można przeanalizować w literaturze specjalistycznej, np. [16].

Przytoczone wyżej funkcje przy założeniu stałej prędkości obrotowej są opisane — po wprowadzeniu pewnych uproszczeń — poniższymi wzorami:

— droga tłoka

$$x = r\left(1 + \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha - \cos\alpha\right)$$

— prędkość tłoka (w wyniku różniczkowania powyższej funkcji względem czasu oraz wprowadzenia zależności $\frac{d\alpha}{dt} = \omega$)

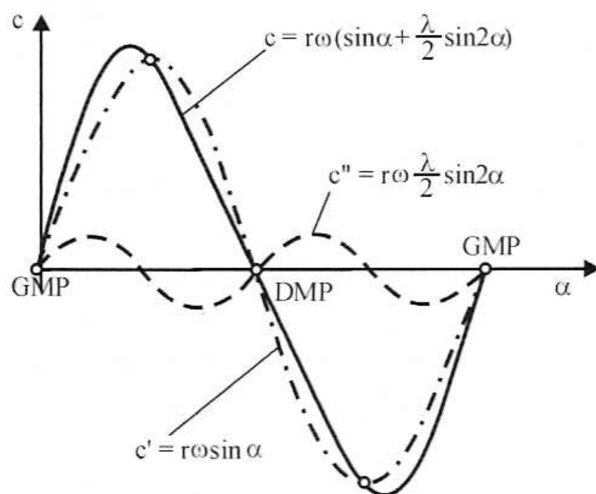
$$c = \frac{dx}{dt} = r\omega\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right) = r\omega\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}r\omega\sin 2\alpha$$

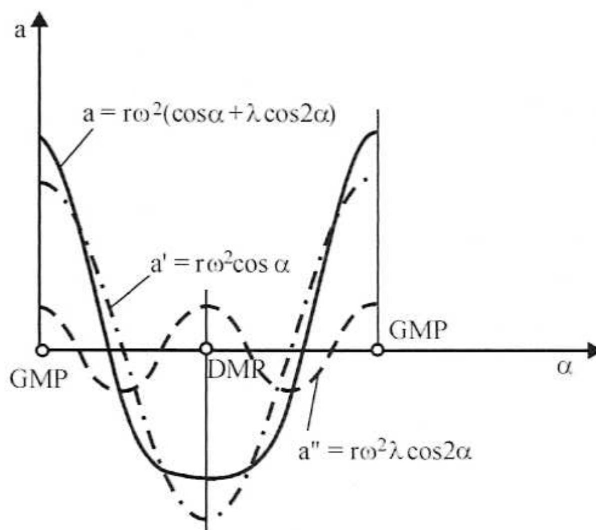
— przyspieszenie tłoka (w wyniku kolejnego różniczkowania)

$$a = \frac{dc}{dt} = r\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha)$$

Z przytoczonych równań wynika, że prędkość tłoka zależy od dwu składników, z których jeden jest funkcją sinusa kąta $\alpha$, drugi zaś — funkcją sinusa kąta $2\alpha$. Pierwszy składnik nazywa się prędkością tłoka pierwszego rzędu, drugi — prędkością tłoka drugiego rzędu. Podobnie dla zapisu dotyczącego przyspieszenia mówi się o przyspieszeniu pierwszego i drugiego rzędu.

Dalsza analiza omawianych funkcji daje możliwość określenia wartości maksymalnych prędkości tłoka oraz jego przyspieszeń, a także pozwala na ocenę kąta obrotu wału korbowego, przy którym występują. Należy zauważyć, że na wartości te mają wpływ przyjęte wymiary: promień wykorbienia $r$ oraz długość korbowodu $l$. Przykładowo wybrane zależności prędkości tłoka oraz jego przyspieszenia od kąta obrotu wału korbowego przedstawiono na rys.10.2.




**Rys. 10.2.** Prędkość $c$ i przyspieszenie $a$ tłoka w zależności od kąta obrotu wału korbowego $\alpha$

## 10.3. Siły bezwładności w układzie tłokowo-korbowym

Zgodnie z oznaczeniami rysunku 10.1 w punkcie A — odpowiadającym położeniu osi sworznia tłokowego — występują siły bezwładności, wynikające z występującego tu zmiennego przyspieszenia pierwszego i drugiego rzędu. Do obliczenia tych sił jest niezbędne obliczenie zredukowanej do tego punktu części masy części korbowodu wykonującej ruch posuwisto-zwrotny oraz masy całkowitej kompletnego tłoka. Suma tych mas $m_A$ posłuży do obliczenia siły bezwładności pochodzącej od mas w ruchu posuwisto-zwrotnym według poniższego równania:

$$B_A = -m_A r\omega^2 \cos\alpha - m_A r\omega^2 \lambda \cos 2\alpha = B'_A + B''_A$$

Pierwszy składnik tej siły — $B'_A$ — jest nazywany analogicznie jak dla przyspieszeń siłą bezwładności pierwszego rzędu, drugi zaś — $B''_A$ — siłą bezwładności drugiego rzędu. W punkcie $B$ występuje natomiast wirujący wektor siły odśrodkowej, wynikający z przyspieszenia dośrodkowego oddziałującego na elementy wirujące o masie $m_B$, na którą składa się masa czopa korbowego, zredukowana do jego osi część masy ramion wału korbowego, masa części korbowodu biorącej udział w ruchu obrotowym. Wartość siły bezwładności od mas elementów wirujących

$$B_B = -m_B r\omega^2$$

Można zatem podsumować:

— wartość siły bezwładności powstałej od mas elementów wirujących przy stałej prędkości obrotowej jest stała; wektor siły wiruje jednak z prędkością równą prędkości obrotowej wału korbowego;

— wartość siły bezwładności pochodzącej od mas elementów wykonujących ruch posuwisto-zwrotny zmienia się w sposób charakterystyczny dla zmienności przyspieszeń tych mas (rys.10.2).

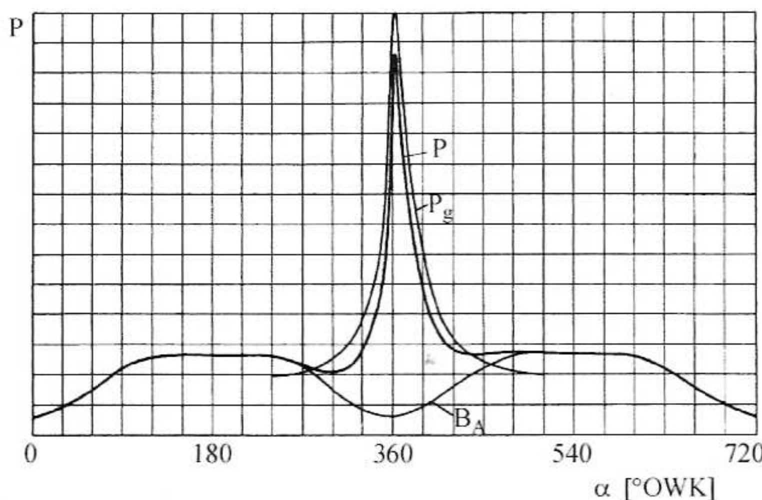
## 10.4. Siły gazowe działające na układ tłokowo-korbowy

Siły gazowe $P_g$ działające na tłok są zmienne w czasie. Ich wartość można w istniejącym silniku obliczyć na podstawie indykowania. Na etapie projektowania występujące ciśnienia $p$ można przyjąć np. z założonego wykresu obiegu porównawczego. Wówczas to obliczenie sił gazowych działających na tłok jest proste i opisane wzorem

$$P_g = (p - p_o)\frac{\pi D^2}{4}$$

## 10.5. Siły styczne w mechanizmie korbowym

Siła styczna, tj. składowa prostopadła do ramienia wykorbienia pochodząca od siły przenoszonej przez korbowód, charakteryzuje się zmienną wartością chwilową. Wynika to z charakteru cyklicznej pracy silnika tłokowego (zmienności ciśnienia w komorze nad tłokiem) oraz zmiennych wartości sił bezwładności pochodzących od




**Rys. 10.3.** Wykres sił: gazowej $P_g$, bezwładności $B_A$ oraz wypadkowej $P$ w zależności od kąta obrotu wału korbowego silnika czterosuwowego [69]

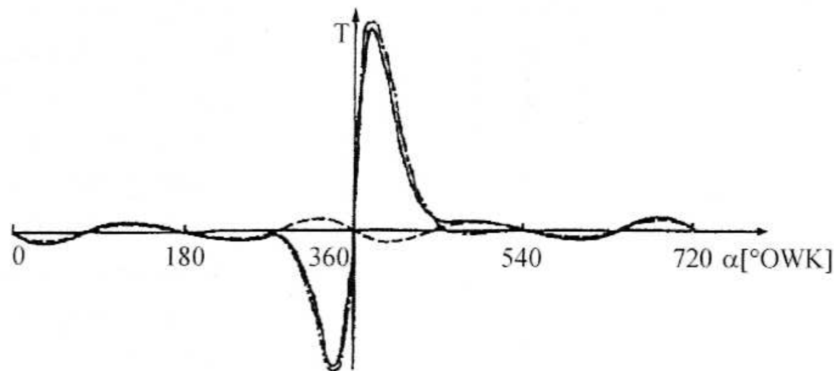
**Rys. 10.4.** Rozkład sił w zbieżnoosiowym mechanizmie korbowym

mas biorących udział w ruchu posuwisto-zwrotnym. Sposób budowy wykresu przebiegu siły stycznej w zależności od kąta obrotu wału korbowego wymaga przede wszystkim sumowania chwilowych sił gazowych $P_g$ i sił bezwładności $B_A$. Na rysunku 10.3 przedstawiono przykładowy wykres przebiegu sił bezwładności $B_A$, sił gazowych $P_g$ oraz sumarycznej siły $P$ działającej w osi cylindra, będącej sumą sił bezwładności $B_A$ i gazowej $P_g$.

Przedstawiony na rys. 10.3 wykres siły $P$ nie uwzględnia wpływu niewielkiego nadciśnienia w fazie suwu wylotu oraz podciśnienia w fazie suwu napełnienia. Dlatego w tych dwu cyklach wykres siły $P$ pokrywa się z wykresem sił bezwładności $B_A$. W celu przeanalizowania zmienności wartości siły stycznej, należy przeanalizować rozkład sił działających w mechanizmie korbowym (rys.10.4).

Siła osiowa $P$ rozkłada się na dwie składowe: normalną $N$, obciążającą tuleję cylindra, oraz osiową $S$, przenoszoną przez trzon korbowodu. Siła ta jest przekazywana do osi czopa korbowego, gdzie rozkłada się na dwie składowe — styczną $T$ oraz działającą wzdłuż ramienia wykorbienia $K$. Siła styczna $T$ w sposób ciągły zmienia swoją wartość. Ta właśnie siła wywołuje moment obrotowy $M = Tr$. Należy pamiętać, że wartość momentu obrotowego jest zatem także zmienna. Charakter jego zmienności jest identyczny jak charakter zmienności chwilowej wartości siły stycznej $T$. Zmienność tej siły jest uzależniona od siły osiowej $P$ (zależy od siły gazowej $P_g$ i bezwładności $B_A$) oraz od parametrów geometrycznych charakteryzujących układ tłokowo-korbowy (szczególnie $\lambda = r/l$).

Przykładowy przebieg siły stycznej działającej na jedno wykorbienie wału silnika czterosuwowego przedstawiono na rys. 10.5. Widać, że wahania wartości siły stycznej w czasie jednego cyklu pracy (720°OWK) są znaczne. Jej wartość zmienia znak. Największy „impuls" dodatni pojawia się po obrocie wału korbowego o kilkadziesiąt

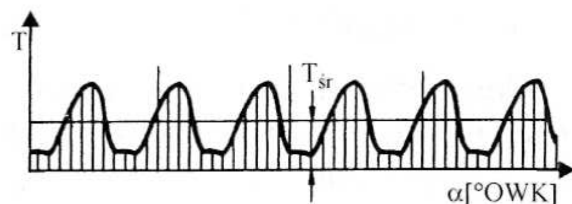



**Rys. 10.5.** Przykładowy wykres siły stycznej $T$ (linia ciągła) z zaznaczonymi składowymi pochodzącymi od sił gazowych (linia punktowa) i sił bezwładności (linia kreskowa) dla silnika czterosuwowego [69]

stopni (licząc od GMP) w suwie pracy. Pojawia się również wyraźny „impuls" ujemny, pochodzący głównie od sił gazowych w suwie sprężania. Ta zmienność wartości siły stycznej oraz zmiana jej znaku wywołuje chwilowe zwiększanie i zmniejszanie prędkości obrotowej silnika. Zjawisko to jest opisane stopniem nierównomierności biegu silnika

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{śr}}$$

Jest zrozumiałe, że nierównomierność biegu silnika zależy w dużej mierze od liczby cylindrów, gdyż w silniku wielocylindrowym impulsy siły stycznej występują



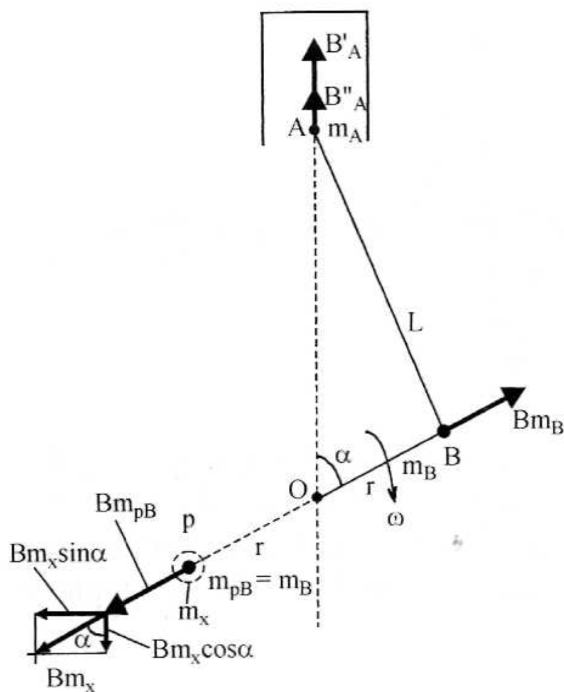

**Rys. 10.6.** Przykładowy wykres sił stycznych $T$ dla silnika sześciocylindrowego [69]

częściej oraz nakładają się na siebie (rys.10.6). Dla dalszej poprawy równomierności biegu na wale korbowym osadza się koło zamachowe.

## 10.6. Wybrane zagadnienia wyrównoważania układu tłokowo-korbowego

W niniejszym podrozdziale przybliżono jedynie problematykę wyrównoważenia prostego, zbieżnościowego mechanizmu tłokowo-korbowego silnika jednocylindrowego. Siłami wywołującymi niewyrównoważenie są siły bezwładności pochodzące od mas elementów znajdujących się w ruchu posuwisto-zwrotnym oraz ruchu obrotowym. Siły te wzajemnie się sumują lub częściowo znoszą. W efekcie ich wypadkowa przenosi się przez miejsca osadzenia silnika (poduszki w pojeździe) na elementy pojazdu. W silniku wielocylindrowym siły te, działając w różnych płaszczyznach, wywołują również niewyrównoważone momenty. Dla wyjaśnienia zagadnienia wyrównoważenia sił przyjęto schemat przedstawiony na rys.10.7.

Jak już wspomniano, niewyrównoważenie silnika wynika z działania siły odśrodkowej, pochodzącej od zredukowanej do punktu $B$ masy elementów wirujących




**Rys. 10.7.** Zasada wyrównoważania silnika jednocylindrowego przy użyciu przeciwciężarów

(czopa korbowego, części masy ramion korbowych, części masy korbowodu), oraz z działania zmiennej siły bezwładności pochodzącej od zredukowanej do punktu *A* masy kompletnego tłoka i części masy korbowodu (elementów biorących udział w ruchu posuwisto-zwrotnym).

Pierwsza z tych sił jest opisana równaniem

$$B_{mB} = -m_B\,\omega^2 r$$

Siłę tę można łatwo wyrównoważyć, wprowadzając po przeciwległej stronie wykorbienia przeciwciężar. Jeśli środek ciężkości tej masy umieścilibyśmy dla uproszczenia rozważań w odległości *r* (długość ramienia wykorbienia) od osi wału korbowego, to do całkowitego wyrównoważenia siły odśrodkowej wystarczyłoby w tym miejscu umieścić przeciwciężar o masie $m_{mp_B} = m_B$, wówczas:

$$B_{mp_B} = -m_{p_B}\omega^2 r = -B_{m_B}$$

Drugi rodzaj sił działa w osi cylindra. Są to siły $B'_A$ i $B''_A$ (pierwszego i drugiego rzędu) od mas elementów poruszających się ruchem posuwisto-zwrotnym. Siły te są opisane równaniami

$$B'_A = -m_A\,r\omega^2\cos\alpha$$
$$B''_A = -m_A\,r\omega^2\,\lambda\cos 2\alpha$$

W pobliżu GMP siły te są zwrócone ku górze, w pobliżu DMP — ku dołowi. Wirująca siła odśrodkowa pochodząca od przeciwciężaru osadzonego w punkcie *P* w tych położeniach ma zwroty przeciwne. Można się zatem pokusić o zwiększenie masy przeciwciężaru o zaznaczoną na rys.10.7 masę $m_x$ do wyrównoważenia sił bezwładności, pochodzących od ruchu posuwisto-zwrotnego elementów o masie $m_A$. W ten sposób wprowadza się jednak dodatkową wirującą siłę odśrodkową, pochodzącą od masy $m_x$ przyłożonej w punkcie *P*

$$B_{mx} = -m_x\,r\omega^2$$

Przeanalizujmy możliwość wykorzystania tej siły do wyrównoważenia sił pochodzących od mas $m_A$ elementów poruszających się ruchem posuwisto-zwrotnym. W tym celu można rozłożyć siłę odśrodkową $B_{mx}$ na składowe (poziomą i pionową), jak na rys.10.7. Do wyrównoważenia omawianej siły można wykorzystać składową pionową. Wobec faktu, że częstość jej zmian jest taka sama, jak częstość zmian sił bezwładności pierwszego rzędu $B'_A$, można liczyć jedynie na próbę wyrównoważenia tylko tej składowej. Siła bezwładności drugiego rzędu $B''_A$ zmienia się bowiem z częstością dwukrotnie większą (wynika to z funkcji $\cos\alpha$ dla sił pierwszego rzędu i $\cos 2\alpha$ dla sił

drugiego rzędu). Do wyrównoważenia sił pierwszego rzędu opisanym sposobem powinno więc być spełnione równanie

$$B_{mx} \cos \alpha = B'_A$$

a zatem

$$m_x \, \omega^2 r \cos \alpha = m_A \, \omega^2 r \cos \alpha$$

stąd

$$m_x = m_A$$

Zatem masa dodatkowa tak umieszczonego przeciwciężaru powinna być równa zredukowanej do punktu *A* masie elementów biorących udział w ruchu posuwisto-zwrotnym. Niestety, zwiększenie masy przeciwciężaru o wartość $m_x$ wywołuje również działanie składowej poziomej

$$B_{mx} \sin \alpha = -m_x \, \omega^2 r \sin \alpha$$

W efekcie zostaje wprowadzona zmienna siła o wartości równej sile pierwszego rzędu, lecz działająca w kierunku prostopadłym do osi cylindra.

Takie postępowanie nie ma zatem sensu. W praktyce istnieje możliwość wprowadzenia dodatkowej masy przeciwciężaru równej jedynie połowie masy $m_A$. Wówczas wyrównoważa się części (w połowie) siły bezwładności pierwszego rzędu $B'_A$ i wprowadza niestety dodatkową niewyrównoważoną siłę pochodzącą od składowej poziomej siły $B_{mx/2}$ o wartości

$$B_{mx/2} \sin \alpha = -\frac{m_x}{2} \, \omega^2 r \sin \alpha$$

Pamiętamy, że siły bezwładności drugiego rzędu ($B''_A$) pozostają niewyrównoważone. Całkowite wyrównoważenie sił pierwszego rzędu możliwe jest po wprowadzeniu dodatkowego wału wyrównoważającego, obracającego się z prędkością taką samą jak wał korbowy silnika, lecz w przeciwnym kierunku. Wyrównoważenie sił drugiego rzędu jest bardziej skomplikowane i wymaga zastosowania dwóch wałów dodatkowych z przeciwciężarami wirującymi w przeciwnych kierunkach z prędkością dwukrotnie większą niż prędkość obrotu wału korbowego.

Wyrównoważenie silnika wielocylindrowego o różnych układach cylindrów jest zagadnieniem znacznie bardziej skomplikowanym niż omówiony przypadek. Omawiane siły bezwładności odśrodkowe i siły działające wzdłuż osi cylindra pochodzące od mas elementów w ruchu posuwisto-zwrotnym działają w tym przypadku w wielu płaszczyznach, gdyż dotyczą kolejnych cylindrów. Te niewyrównoważone siły wywołują działanie zmiennych momentów. Więcej na temat wyrównoważania można znaleźć w specjalistycznej literaturze [16, 34].

CZĘŚĆ II

# Budowa

**Układy tłokowo-korbowe**
**Układy rozrządu**
**Kadłuby i głowice**
**Układy zasilania silników o zapłonie iskrowym**
**Układy zasilania silników o zapłonie samoczynnym**
**Układy dolotowe i wylotowe**
**Układy chłodzenia**
**Układy smarowania**
**Układy zapłonowe**
**Urządzenia rozruchowe**
**Doskonalenie konstrukcji silnika samochodowego**

11 ROZDZIAŁ

# Układy tłokowo-korbowe

## 11.1. Wprowadzenie

Układ tłokowo-korbowy ma za zadanie zamienić ruch posuwisto-zwrotny tłoka na ruch obrotowy wału korbowego silnika. Tłok spełnia jeszcze dodatkowo bardzo istotną funkcję ruchomej części komory spalania. Z tego faktu wynika wiele wymagań, które wpływają na jego konstrukcję. Ponadto w wielu silnikach dwusuwowych element ten przejmuje funkcję układu rozrządu. Rozwiązania konstrukcyjne układu tłokowo-korbowego różnią się znacznie w zależności od tego, czy silnik jest dwu- czy czterosuwowy oraz czy jest to silnik o zapłonie iskrowym czy też samoczynnym. Silniki dwusuwowe z przepłukaniem przez skrzynię korbową w zasadzie nie znajdują już zastosowania do pojazdów samochodowych, dlatego podano jedynie podstawowe informacje dotyczące tego rozwiązania.

## 11.2. Rys historyczny

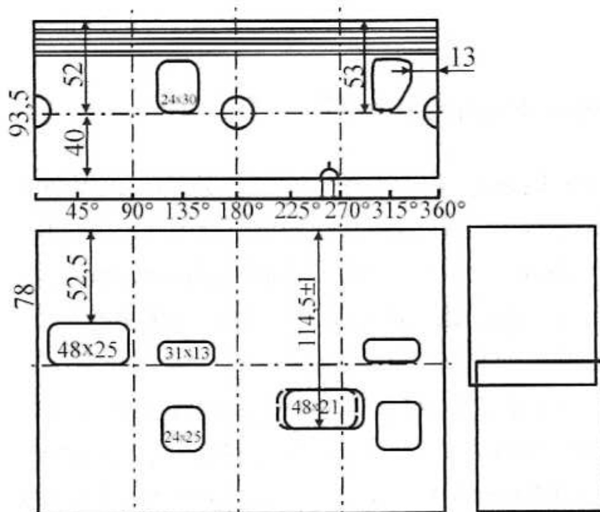
### 11.2.1. Układy tłokowo-korbowe dwusuwowych silników ZI

Dwusuwowe silniki ZI ze względu na prostą konstrukcję były bardzo popularne w pojazdach samochodowych i motocyklach okresu międzywojennego oraz pierwszych dwu dziesięcioleci powojennych. Specyfika procesu napełniania i opróżniania cylindra w większości rozwiązań bezzaworowego układu rozrządu wpłynęła na rozwiązania konstrukcyjne układu tłokowo-korbowego.

Tłok współpracujący z otworami dolotowymi, przelotowymi i wylotowymi w tulei cylindra spełniał również funkcję układu rozrządu (rys. 11.1). Napełnienie cylindra możliwe dzięki wstępnemu sprężaniu mieszanki paliwowo-powietrznej w skrzyni korbowej narzucało również konieczność użycia tocznych łożysk głównych i korbowych. Zastosowanie łożysk ślizgowych smarowanych olejem doprowadzanym pod ciśnieniem (jak ma to miejsce w silnikach czterosuwowych) było niemoż-

**Rys. 11.1.** Układ korbowy silnika 353.1 (samochodu Wartburg 353) [72]

*1* — pierścień osadczy, *2* — wieniec zębaty, *3* — koło zamachowe, *4* — uszczelniacze, *5* — śruby mocujące koło zamachowe, *6* — podkładka zabezpieczająca, *7* — łożysko igiełkowe, *8* — łożysko kulkowe, *9* — uszczelniacz, *10* — podkładka zabezpieczająca dwuotworowa, *11* — śruba mocująca koło pasowe, *12* — sworzeń zabierający krzywkę przerywaczy, *13* — koło pasowe, *14* — tłok, *15* — łożysko igiełkowe, *16* — sworzeń tłokowy, *17* — pierścień osadczy, *18* — kołek ustalający położenie pierścienia, *19* — pierścień tłokowy




**Rys. 11.2.** Rozwinięcie powierzchni bocznej tłoka i tulei cylindra oraz wzajemne ich usytuowanie [72]

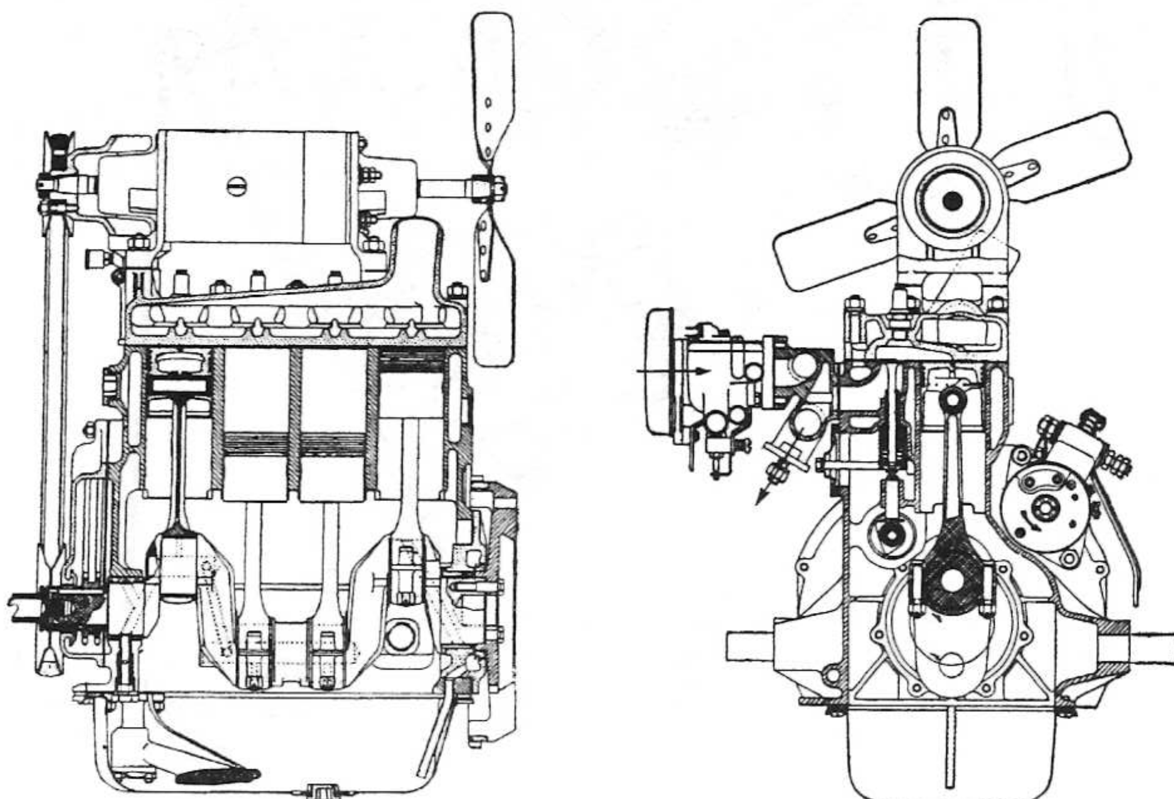
liwe, z powodu porywania mgły olejowej do komory spalania w części fazy przepływu mieszanki ze skrzyni korbowej do komory spalania. Również łożysko sworznia tłokowego jest zazwyczaj toczne. Niezbędne smarowanie łożysk zapewnia dodawana do benzyny odpowiednia ilość oleju silnikowego (we wczesnych konstrukcjach w proporcji 1 $dm^3$ oleju do 20÷25 $dm^3$ paliwa, później nawet 1:50).

Wprowadzenie łożysk tocznych wymusiło także zastosowanie specjalnej konstrukcji dzielonego wału korbowe-

go, umożliwiającego montaż łożysk głównych i korbowych. Stopa korbowodu w tym przypadku może być niedzielona. Tłoki o zazwyczaj wypukłym denku współpracują z półkulistą komorą spalania. W płaszczu tłoka znajdują się okna przelotowe, współpracujące z kanałami przelotowymi w tulei cylindra. Bardzo istotne jest wzajemne usytuowanie tłoka (okien przelotowych w jego płaszczu) i tulei cylindra (rys. 11.2).

### 11.2.2. Układy tłokowo-korbowe czterosuwowych silników ZI

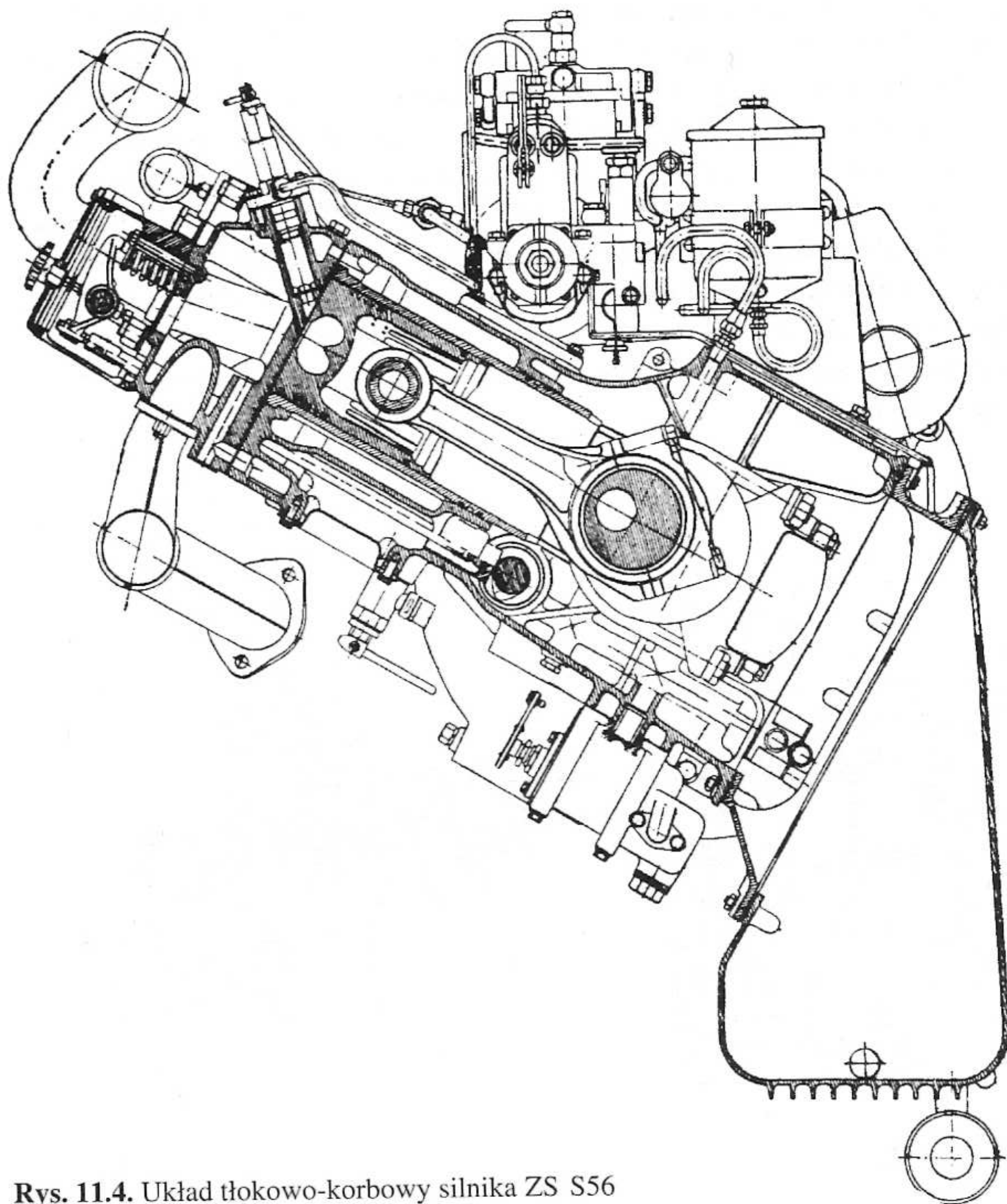
W układzie tłokowo-korbowym czterosuwowego silnika ZI charakterystycznym dla rozwiniętej już konstrukcji górnozaworowego silnika pierwszych lat powojennych (rys.11.3) zakładano stosunek skoku tłoka do jego średnicy $S/D \approx 1{,}3$, wysokość tłoka do jego średnicy $H/D \approx 1{,}25 \div 1{,}35$. Wobec umiarkowanych obciążeń gazowych i dynamicznych mogły być stosowane czopy korbowe o niezbyt dużych średnicach, co umożliwiało podział stopy korbowodu w płaszczyźnie poziomej i mimo to wymiary stopy korbowodu pozwalały na jego demontaż przez wysunięcie otworem cylindra po uprzednim zdjęciu głowicy. Wał korbowy często był łożyskowany co drugi cylinder. Dla przykładu w rzędowym silniku czterocylindrowym wał korbowy był podparty w 3 (rzadziej 4) głównych łożyskach. Jeszcze pod koniec lat 30. ubiegłego stulecia były spotykane rozwiązania silników samochodowych, w których wał korbowy był podparty jedynie w dwóch łożyskach głównych (rys. 11.3). Bardzo często denko tłoka było płaskie, bez wybrań pod grzybki zaworów, wobec umiarkowanych stosowanych wówczas wartości stopnia sprężania $\varepsilon \approx 7 \div 8$.



**Rys. 11.3.** Układ tłokowo-korbowy czterocylindrowego silnika samochodu FIAT 500

## 11.2.3. Układy tłokowo-korbowe czterosuwowych silników ZS

Konstrukcja układu tłokowo-korbowego silnika o zapłonie samoczynnym sprzed kilkudziesięciu lat wyróżniała się również stosunkowo dużą wartością stosunku skoku tłoka do jego średnicy $S/D \approx 1{,}3$, często większym niż dla silnika o zapłonie iskrowym wskaźnikiem wysokości tłoka $H$ do jego średnicy $D$ sięgającym 1,4, większymi średnicami czopów głównych oraz korbowych, co wprowadziło konieczność ukośnego podziału stopy korbowodu. Przekroje korbowodu charakteryzowały się odpowiednio większymi wymiarami. Kształt górnej części tłoka zależał od typu systemu spalania. W przypadku bezpośredniego wtrysku paliwa komora spalania usytuowana była bardzo często w tłoku. Denko tłoka miało wybrania pod zawory



**Rys. 11.4.** Układ tłokowo-korbowy silnika ZS S56 o wtrysku bezpośrednim

dolotowe i wylotowe. Charakterystycznym przykładem tego typu konstrukcji był układ tłokowo-korbowy silnika S56 przedstawiony na rys. 11.4.

Podobne proporcje obowiązywały w przypadku silników ZS o wtrysku do komory wstępnej. Wówczas denko tłoka często było płaskie, z niewielkim wybraniem naprzeciw kanału łączącego komorę wstępną z cylindrem oraz często z zagłębieniami pod grzybki zaworów.

## 11.3. Współczesne układy tłokowo-korbowe

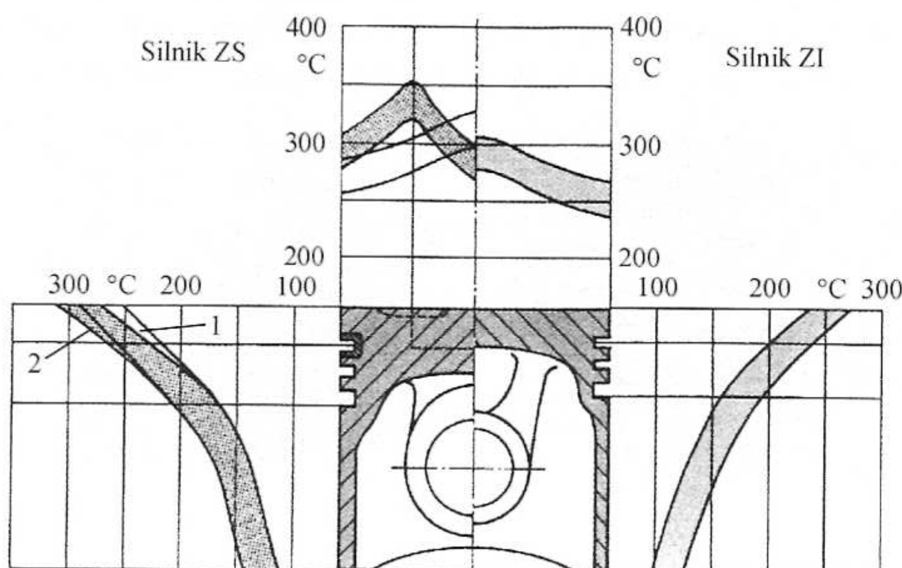
### 11.3.1. Tłoki

#### Rozwiązania konstrukcyjne

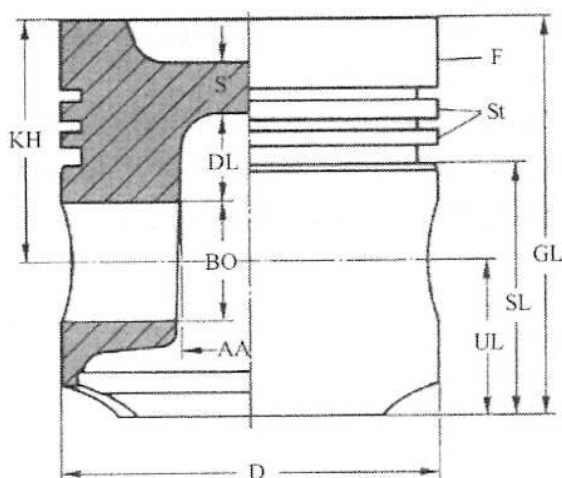
Rozwój konstrukcji tłokowego silnika spalinowego charakteryzuje się zarówno zwiększeniem jego prędkości obrotowej, jak również wzrostem ciśnień w procesie spalania. W efekcie prowadzi to do zwiększenia obciążeń mechanicznych i cieplnych.

Jednym z najbardziej obciążonych zespołów silnika jest układ tłokowo-korbowy, złożonymi zaś, cyklicznie zmieniającymi się obciążeniami cieplno-mechanicznymi są obciążone głównie tłoki silników. Konstrukcja tłoków stosowanych w szybkoobrotowych silnikach spalinowych musi uwzględniać też fakt, że praca tarcia o tuleję cylindra jest jednym z głównych składników strat decydujących o sprawności mechanicznej silnika.

Występujące obciążenia mechaniczne, pochodzące od sił gazowych oraz sił bezwładności, omówiono w rozdziale 10. Obciążenia cieplne, również cyklicznie zmienne, prowadzą do podwyższenia średniej temperatury poszczególnych elementów tłoka. Przykładowy rozkład tych temperatur przedstawiono na rys. 11.5.




**Rys. 11.5.** Rozkład temperatur na tłokach silników ZI oraz ZS [48]
*1* — komora wirowa, *2* — wtrysk bezpośredni



**Rys. 11.6.** Ważniejsze wymiary tłoka [48]

Proporcje wymiarowe tłoków, wynikające z obliczeń wykonywanych metodą elementów skończonych, korespondujące z oznaczeniami na rys. 11.6, przedstawiono w tabl. 11.1.

Rozwiązania poszczególnych typów tłoków mogą być bardzo zróżnicowane. Zależą one głównie od zastosowań. Podstawowe typy i główne ich zastosowania podano według nomenklatury firmy MAHLE.

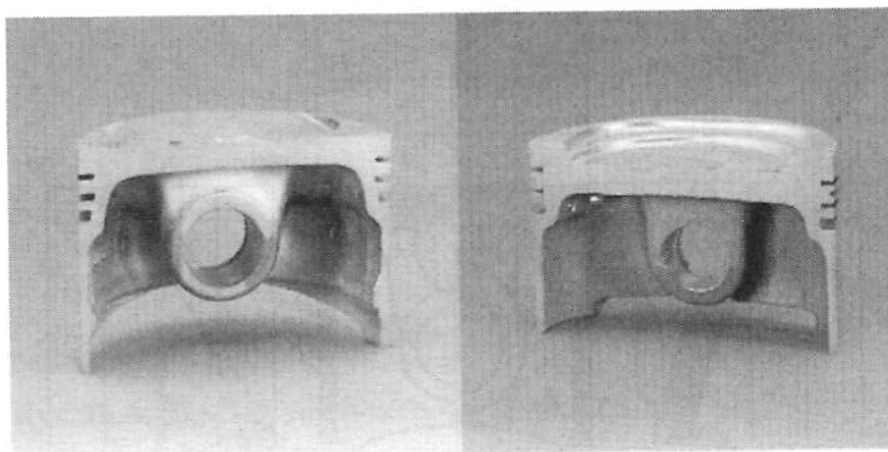
**Tabl. 11.1.** Proporcje wymiarowe tłoków [48]

| Parametr | Silnik ZI | | Silnik ZS |
|---|---|---|---|
| | dwusuwowy | czterosuwowy | czterosuwowy |
| Średnica *D* (mm) | 35 ÷ 70 | 65 ÷ 105 | 75 ÷ 180 |
| Wskaźnik całkowitej długości *GL*/*D* | 0,8 ÷ 1,1 | 0,7 ÷ 1,0 | 0,9 ÷ 1,3 |
| Wskaźnik wysokości części ciśnieniowej *KH*/*D* | 0,4 ÷ 0,70 | 0,35 ÷ 0,60 | 0,50 ÷ 0,80 |
| Wskaźnik średnicy sworznia *BO*/*D* | 0,22 ÷ 0,30 | 0,25 ÷ 0,30 | 0,30 ÷ 0,40 |
| Wskaźnik wysokości komory tłoka *F*/*D* | 0,06 ÷ 0,10 | 0,06 ÷ 0,12 | 0,10 ÷ 0,20 |
| Wskaźnik wysokości półki *St*/*D* | 0,04 ÷ 0,05 | 0,04 ÷ 0,05 | 0,07 ÷ 0,09 |
| Wysokość pierścienia (mm) | 1,5 ÷ 2,0 | 1,5 ÷ 2,5 | 1,5 ÷ 4,0 |
| Wskaźnik długości płaszcza *SL*/*D* | 0,60 ÷ 1,00 | 0,40 ÷ 0,70 | 0,50 ÷ 0,90 |
| Wskaźnik długości między piastami *AA*/*D* | 0,25 ÷ 0,40 | 0,25 ÷ 0,40 | 0,30 ÷ 0,42 |
| Wskaźnik grubości denka tłoka *s*/*D* | 0,07 ÷ 0,10 | 0,07 ÷ 0,10 | 0,10 ÷ 0,15 |

### *Tłoki do cztero- i dwusuwowych silników ZI*

Do tej grupy można zaliczyć lane lub kute jednolite tłoki aluminiowe (rys. 11.7).

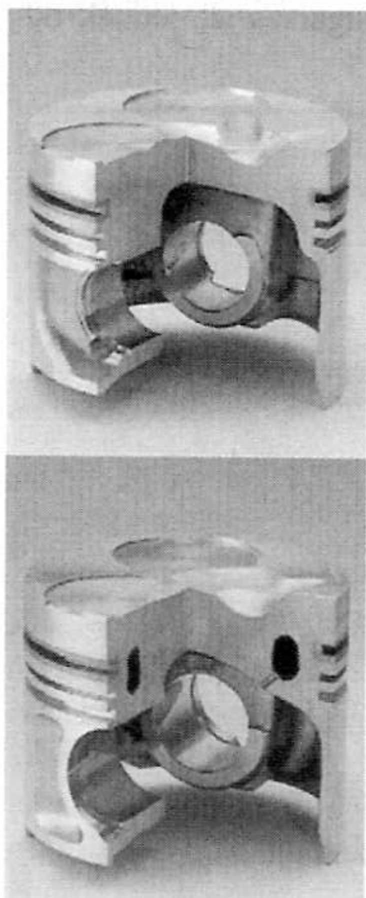
Tłoki takie są stosowane w lekko obciążonych silnikach czterosuwowych o żeliwnym bloku cylindrów lub w dwusuwowych, w których mogą współpracować z blokiem aluminiowym. W pierwszym z omawianych przypadków, ze względu na


**Rys. 11.7.** Widok lanego (po lewej) i kutego (po prawej) jednolitego tłoka aluminiowego (monometal) [48]

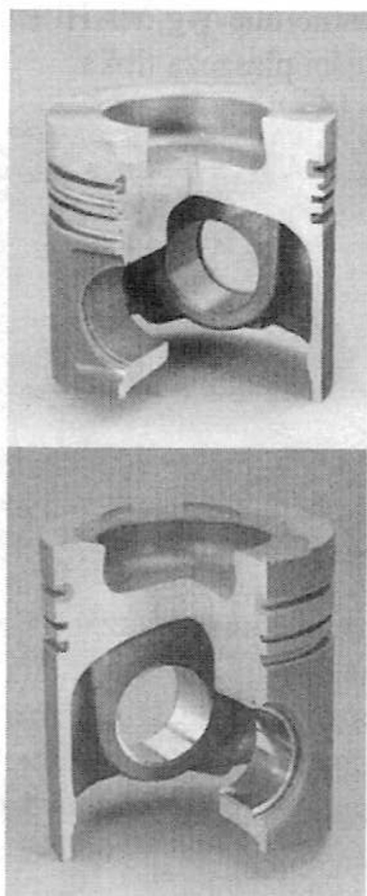
różnice w rozszerzalności cieplnej, są wymagane większe luzy montażowe, które prowadzą do większego zużycia oleju silnikowego oraz do podwyższenia poziomu hałasu przy obciążeniach częściowych. W drugim przypadku nie występują problemy związane z różnicami w rozszerzalności cieplnej. Problemem staje się współpraca aluminiowego tłoka i tulei cylindra. Jedna z powierzchni może być pokryta warstwą polepszającą współpracę, np. warstwą niklu, chromu, a także żelaza.

### *Tłoki do silników ZS*

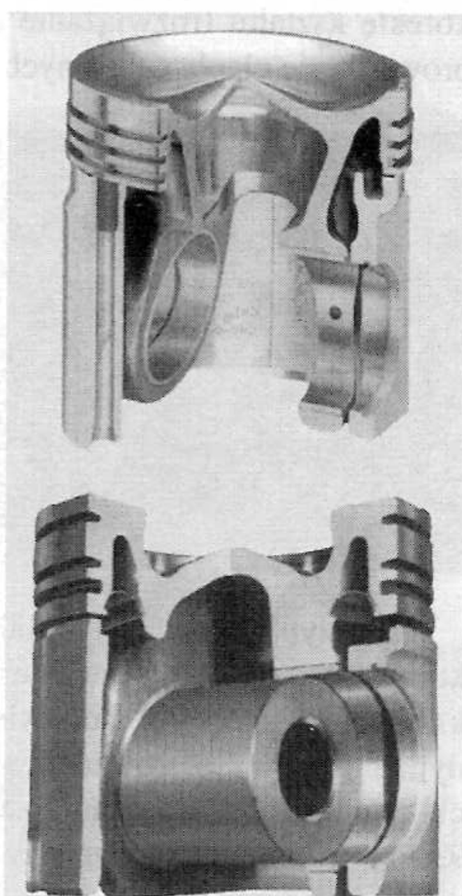
Samochodowe silniki ZS wyposażone w komorę wstępną, wirową lub o wtrysku bezpośrednim charakteryzują się wyższymi temperaturami i ciśnieniami w procesie spalania. Obciążenie tłoków i ich elementów jest zatem większe niż w silnikach ZI. Tłoki silników ZS przeznaczonych do samochodów osobowych i lekkich samochodów dostawczych najczęściej są wykonane z eutektycznych stopów aluminium z dodatkiem krzemu, ze wzmocnionymi stalowymi rowkami pod pierścień uszczelniający. W celu zachowania kontroli nad rozszerzalnością płaszcza są stosowane również zatopione stalowe wkładki na wysokości osi sworznia tłokowego. Spotykane są również kanały chłodzone natryskiwanym olejem silnikowym, polepszające odprowadzanie ciepła od denka tłoka, lub zamknięte, wypełnione sodem kanały podwyższające współczynnik przewodności ciepła od denka do części pierścieniowej oraz do płaszcza tłoka. Firma MAHLE identyfikuje takie rozwiązania jako autothermatic (rys. 11.8).



**Rys. 11.8.** Tłoki typu autothermatic z zalanymi stalowymi rowkami pierścieniowymi (zdj. górne i dolne) oraz z kanałem oleju chłodzącego (zdj. dolne) [48]



**Rys. 11.9.** Tłok stosowany we współczesnych silnikach ZS samochodów ciężarowych [48]



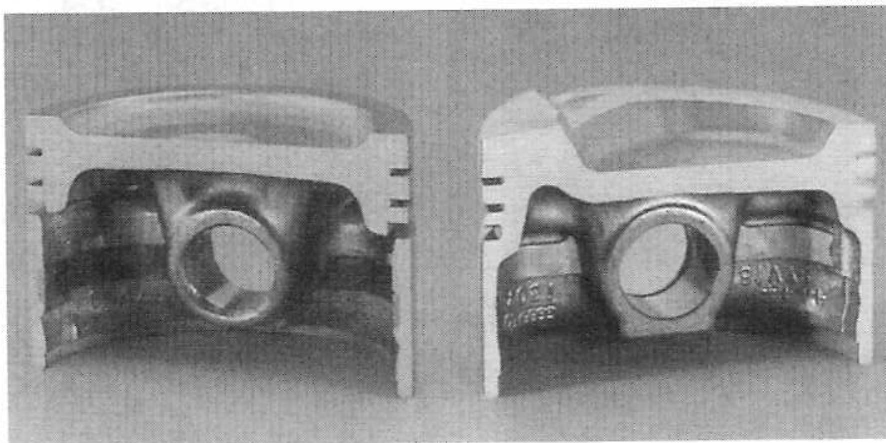
**Rys. 11.10.** Tłoki typu ferrotherm z otwartym (zdj. górne) i zamkniętym (zdj. dolne) kanałem oleju chłodzącego [48]

Stalowe rowki pierścieniowe są standardowym rozwiązaniem zwiększającym trwałość aluminiowych tłoków stosowanych do silników samochodów ciężarowych. Aby zwiększyć trwałość elementów tłoka o najwyższych temperaturach, stosuje się również wkładki ceramiczne. Dotyczy to np. krawędzi komory spalania w denku tłoka (rys. 11.9).

Do wysilonych silników ZS dużych samochodów ciężarowych coraz częściej są stosowane również tłoki dwuczęściowe typu ferrotherm. Korona tłoka, z częścią pierścieniową oraz galerią obejmującą piastę sworznia tłokowego, jest wykonana ze stali stopowej. Płaszcz tłoka jest odlewem aluminiowym z dodatkiem krzemu. Siły gazowe i dynamiczne są zatem przenoszone przez część stalową na sworzeń tłokowy. Siła normalna jest przenoszona ze sworznia tłokowego na piasty związane z płaszczem tłoka. Stalowa korona tłoka jest bardziej odporna także na obciążenia termiczne. Dodatkowo ciepło z denka tłoka jest odprowadzane przy użyciu oleju silnikowego w wyniku natrysku do specjalnie ukształtowanego kanału między częścią stalową korony a aluminiową płaszcza tłoka (rys. 11.10).

***Tłoki z wkładkami redukującymi odkształcenia cieplne, do silników ZI oraz ZS***

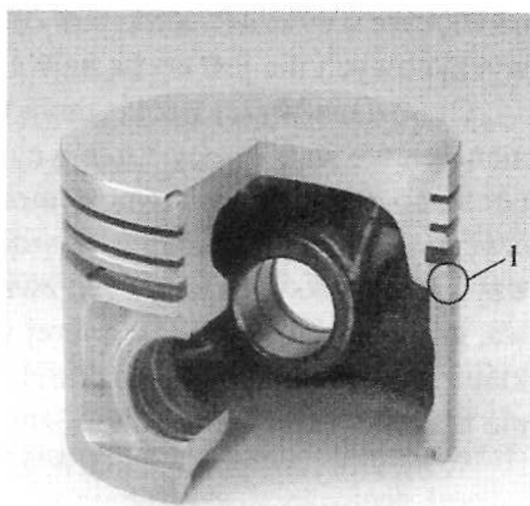
Zadanie wkładek stalowych (rys. 11.11) polega na ograniczeniu i sterowaniu rozszerzalności cieplnej aluminiowego płaszcza tłoka. W niektórych rozwiązaniach szczelina umożliwiająca spływ oleju zgarnianego przez pierścień ułatwia także korektę kształtu (rozwiązanie autothermic wg MAHLE). Pogarsza się jednak odprowadzanie ciepła do dolnych części płaszcza tłoka.



**Rys. 11.11.** Tłoki z zalaną wkładką stalową na wysokości osi sworznia tłokowego [48]
Po lewej — tłok ze szczelinami odprowadzającymi olej z rowka pierścienia zgarniającego (autothermic), po prawej — tłok bez szczelin odprowadzających olej (autothermatic)

W przypadku tłoków autothermatic odprowadzanie ciepła do płaszcza tłoka jest korzystniejsze. Oba omawiane rozwiązania mogą się charakteryzować baryłkowatym kształtem płaszcza, co ułatwia powstawanie klina smarnego i poprawia warunki dynamicznego smarowania współpracujących powierzchni płaszcza tłoka i tulei cylindra. Takie rozwiązania zwane są odpowiednio: hydrothermic i hydrothermatic. Znajdują one zastosowanie w nowoczesnych wysokoobciążonych silnikach tłokowych ZI.

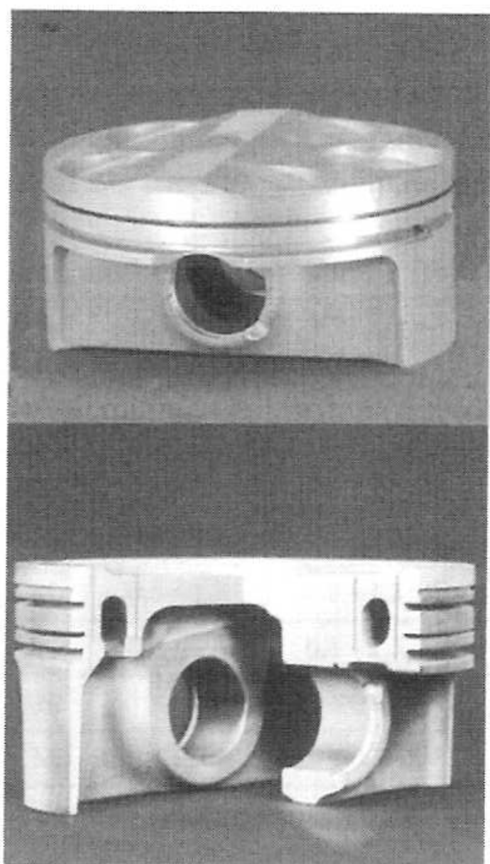
Spotykane są również rozwiązania, w których rozszerzalność cieplna jest sterowana w dwojaki sposób: zarówno za pomocą zalanej pierścieniowej stalowej wkładki w półce pod pierścieniem zgarniającym, jak też przez odpowiednie ukształtowanie grubości płaszcza tłoka na całej jego długości. Rozwiązanie to (rys. 11.12), znane pod nazwą duotherm, jest stosowane również w wysokoobciążonych silnikach ZI.



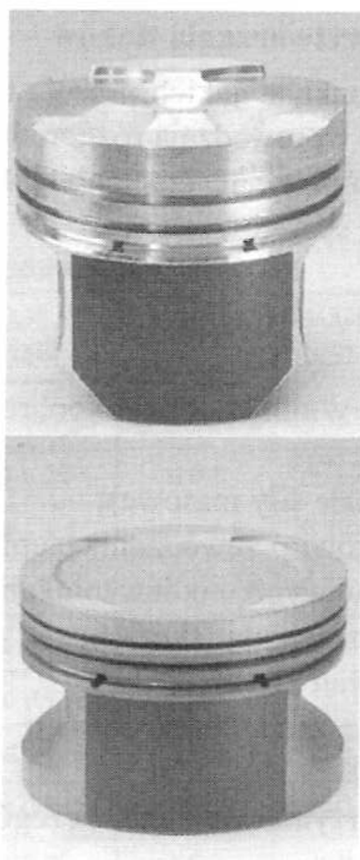

**Rys. 11.12.** Przekrój tłoka wyposażonego we wkładkę stalową w okolicy dolnej półki pierścienia oraz odpowiednio wyprofilowany płaszcz tłoka o zmiennej grubości (duotherm) [48]
*1* — zalana wkładka stalowa

### *Tłoki do silników wysokoobciążonych*

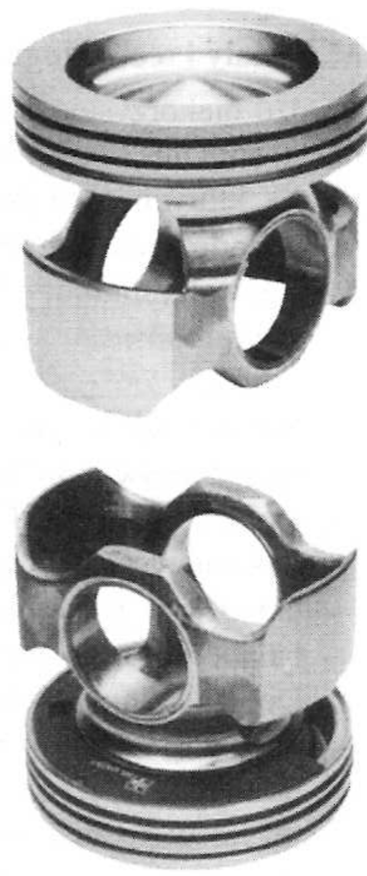
Ze względu na bardzo duże prędkości obrotowe tego typu silników (dochodzące do 12000 obr/min) oraz bardzo duże średnie szybkości $c_{śr} \approx 25$ m/s, tłoki silników wyczynowych (rys. 11.13) muszą się charakteryzować bardzo małą masą. Wykonywane są jako ulepszone cieplnie odkuwki aluminiowe. W celu uzyskania małej masy, całkowita wysokość tłoka jest ograniczona do minimum. Prowadzi to do szybszego zużywania się gładzi cylindra oraz powierzchni bocznej płaszcza tłoka — ze względu



**Rys. 11.13.** Tłoki silników wyczynowych



**Rys. 11.14.** Tłoki z powłoką ślizgową z żywicy hydroksybenzenowej z grafitem (grafal) [48]



**Rys. 11.15.** Stalowy tłok o specjalnej konstrukcji do wysokoobciążonych silników ZS (monotherm) [18]

na większe wówczas naciski jednostkowe — lecz duża trwałość konstrukcji silników wyczynowych nie jest cechą najważniejszą.

Omawiane wyżej rozwiązania tłoków muszą uwzględniać również fakt, iż element ten we współpracy z tuleją cylindra część pracy indykowanej zużywa na pracę tarcia, co zmniejsza sprawność mechaniczną. Aby to niekorzystne zjawisko ograniczyć, na stronie płaszcza przenoszącej siłę normalną są stosowane specjalne powłoki z żywic hydroksybenzenowych związanych z grafitem (rys. 11.14). Ta cienka warstwa, grubości 10÷20 μm, o dobrej współpracy ciernej z tuleją, jest znana w nomenklaturze firmy MAHLE jako grafal. Takie warstwy cierne są nakładane na powierzchnie płaszczy tłoków o bardzo różnych gabarytach.

W niektórych rozwiązaniach, gdzie muszą być zastosowane lekkie tłoki aluminiowe współpracujące z aluminiowymi cylindrami, na powierzchnie ślizgowe tłoka są nakładane stalowe lub chromowe cienkie (10÷20 μm) powłoki, poprawiające warunki współpracy obu elementów. Tłoki takie są zwane tłokami typu ferrostan. Dla poprawienia wytrzymałości cieplnej denka jest stosowane twarde anodyzowanie, w którym to procesie w specjalnym elektrolicie powierzchnia denka tłoka jest transformowana do ceramicznej powłoki tlenków aluminium, grubości 40÷80 μm.

Prowadzone są badania nad zastosowaniem jednolitych stalowych tłoków do szybkoobrotowych silników samochodowych. Obliczenia kształtu, wynikające z obciążeń mechanicznych i termicznych, są wykonywane wysokospecjalizowanymi metodami elementów skończonych. Tłok przedstawiony na rys. 11.15, stosowany już w prototypowych rozwiązaniach, wyraźnie odbiega swoim kształtem od dotychczas spotykanych.

### Materiały i technologie wytwarzania tłoków

Bardzo niekorzystne warunki, w jakich pracują tłoki (wysokie temperatury i duże obciążenia mechaniczne), wprowadzają różnorodne wymagania dotyczące materiałów, z których są wykonywane te elementy. Materiałami stosowanymi na tłoki samochodowych silników spalinowych są

— stopy aluminium;
— stale stopowe;
— żeliwa.

Najczęściej spotykane w silnikach szybkoobrotowych są stopy aluminium, które swą popularność zawdzięczają

— małej gęstości (stąd małe siły masowe);
— dużemu współczynnikowi przewodzenia ciepła;
— łatwości formowania w wyniku odlewania lub kucia;
— łatwości obróbki mechanicznej (skrawania).

Do najistotniejszych wad zalicza się

— duży współczynnik rozszerzalności cieplnej;
— małą twardość;
— niższe wskaźniki wytrzymałościowe, szczególnie w podwyższonych temperaturach.

Aby zmniejszyć współczynnik rozszerzalności cieplnej, stosuje się stopy o dużym dodatku krzemu (nawet do 25%). Dodatek ten poprawia również odporność na ścieranie. Dla poprawienia współczynnika przewodności cieplnej stosuje się również

dodatek miedzi (do ok. 4÷5%). Zwiększenie twardości uzyskuje się dzięki obróbce cieplnej. Wyróżnia się zatem głównie stopy
— eutektyczne aluminium i krzemu Al-Si;
— nadeutektyczne aluminium i krzemu Al-Si;
— aluminium i miedzi Al-Cu.

Najmniejszym współczynnikiem rozszerzalności cieplnej charakteryzują się stopy nadeutektyczne Al-Si. Najwyższy współczynnik przewodności cieplnej mają stopy Al-Cu.

Ze względu na najwyższe wskaźniki wytrzymałościowe (wytrzymałość na zrywanie, twardość, granicę odkształcania plastycznego, moduł sprężystości) oraz małą rozszerzalność cieplną coraz częściej są stosowane stale stopowe. Mimo dużej gęstości stali, finezyjne kształty (patrz rys. 11.15) o niedużych przekrojach (możliwych ze względu na jej dobre własności wytrzymałościowe) sprawiają, że całkowita masa tłoków ze stali stopowej staje się porównywalna z masą tłoka ze stopu aluminium.

Tłoki żeliwne — coraz rzadziej stosowane w silnikach wolnoobrotowych — charakteryzowały się dobrymi własnościami ślizgowymi, zachowaniem dobrych własności wytrzymałościowych w podwyższonych temperaturach, małym współczynnikiem rozszerzalności cieplnej. Głównymi ich wadami były mały współczynnik przewodzenia ciepła i duża gęstość, z której wynikała duża masa tłoka. Własności i składy chemiczne materiałów stosowanych na tłoki przez firmę MAHLE podano w tabl. 11.2 do 11.5.

W skład kompletnego tłoka wchodzą również
— pierścienie uszczelniające;
— pierścienie zgarniające;
— sworzeń tłokowy;
— zabezpieczenia ustalające położenie sworznia tłokowego.

**Tabl. 11.2.** Składy chemiczne [%] stopów aluminium [36]

| Oznaczenie | MAHLE 124 | MAHLE 138 | MAHLE 244 | MAHLE Y | MAHLE 321 | MAHLE 332 | MAHLE 334 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Grupa | AlSi12CuMgNi | AlSiMSCuMgNi | AlSi25CuMgNi | AlCu4Ni2Mg | SAE 321 | SAE 332 | SAE 334 |
| Si | 11÷13 | 17÷19 | 23÷26 | ≤0,5 | 11÷11,5 | 8,5÷10,5 | 11÷13 |
| Cu | 0,8÷1,5 | 0,8÷1,5 | 0,8÷1,5 | 3,5÷4,5 | 0,5÷1,5 | 2,0÷4,0 | 1,8÷2,8 |
| Mg | 0,8÷1,3 | 0,8÷1,3 | 0,8÷1,3 | 1,25÷1,75 | 0,7÷1,3 | 0,5÷1,5 | 0,7÷1,3 |
| Ni | 0,8÷1,3 | 0,8÷1,3 | 0,8÷1,3 | 1,75÷2,25 | 2,0÷3,0 | ≤0,5 | ≤1,0 |
| Fe | ≤0,7 | ≤0,7 | ≤0,7 | ≤0,6 | ≤0,7 | ≤0,7 | ≤0,7 |
| Mn | ≤0,2 | ≤0,2 | ≤0,2 | ≤0,2 | ≤0,35 | ≤0,5 | ≤0,5 |
| Ti | ≤0,2 | ≤0,2 | ≤0,2 | ≤0,25 | ≤0,25 | ≤0,25 | ≤0,25 |
| Zn | ≤0,2 | ≤0,2 | ≤0,2 | ≤0,2 | ≤0,35 | ≤1,0 | ≤1,0 |
| Cr | — | — | ≤0,6 | — | — | — | — |
| Al | reszta | reszta | reszta | reszta | reszta | reszta | reszta |

**Tabl. 11.3.** Własności stopów aluminium [36]

| Oznaczenie | MAHLE 124 G | MAHLE 124 P | MAHLE 138 G | MAHLE 138 P | MAHLE 244 G | MAHLE YG |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Sposób wytwarzania | odlewany | kuty | odlewany | kuty | odlewany | odlewany |
| Wytrzymałość na rozciąganie $R_m$ [MPa] | | | | | | |
| 20°C | 200 ÷ 250 | 300 ÷ 370 | 180 ÷ 220 | 230 ÷ 300 | 170 ÷ 210 | 220 ÷ 250 |
| 150°C | 180 ÷ 230 | 250 ÷ 300 | 170 ÷ 210 | 210 ÷ 260 | 160 ÷ 200 | 210 ÷ 240 |
| 250°C | 100 ÷ 150 | 110 ÷ 170 | 100 ÷ 140 | 100 ÷ 160 | 100 ÷ 140 | 170 ÷ 190 |
| 350°C | 40 ÷ 65 | 40 ÷ 70 | 60 ÷ 80 | 60 ÷ 80 | 50 ÷ 80 | 70 ÷ 90 |
| Granica plastyczności $R_{p\,0,2}$ [MPa] | | | | | | |
| 20°C | 190 ÷ 230 | 280 ÷ 340 | 170 ÷ 200 | 220 ÷ 260 | 170 ÷ 200 | 180 ÷ 210 |
| 150°C | 180 ÷ 220 | 230 ÷ 280 | 150 ÷ 190 | 200 ÷ 250 | 130 ÷ 180 | 170 ÷ 200 |
| 250°C | 70 ÷ 110 | 90 ÷ 120 | 80 ÷ 120 | 100 ÷ 140 | 90 ÷ 120 | 150 ÷ 170 |
| 350°C | 20 ÷ 30 | 10 ÷ 30 | 20 ÷ 40 | 30 ÷ 40 | 35 ÷ 55 | 50 ÷ 70 |
| Wydłużenie względne przy zrywaniu A[%] | | | | | | |
| 20°C | 0,1 ÷ 1,5 | 1 ÷ 3 | 0,2 ÷ 1,0 | 0,5 ÷ 1,5 | 0,1 ÷ 0,5 | 0,5 ÷ 1,0 |
| 50°C | 1,0 ÷ 1,5 | 2,5 ÷ 4,5 | 0,3 ÷ 1,2 | 1 ÷ 2 | ≤0,4 | 0,7 ÷ 1,2 |
| 250°C | 2 ÷ 4 | 8 ÷ 10 | 1,0 ÷ 2,2 | 3 ÷ 5 | ≤0,5 | 2 ÷ 3 |
| 350°C | 9 ÷ 15 | 31 ÷ 35 | 5 ÷ 7 | 10 ÷ 15 | ≤0,2 | 18 ÷ 25 |
| Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie [MPa] | | | | | | |
| 20°C | 80 ÷ 120 | 110 ÷ 140 | 80 ÷ 110 | 90 ÷ 120 | 70 ÷ 100 | 70 ÷ 90 |
| 150°C | 70 ÷ 110 | 90 ÷ 120 | 60 ÷ 90 | 70 ÷ 110 | 50 ÷ 80 | 65 ÷ 80 |
| 250°C | 50 ÷ 70 | 60 ÷ 70 | 40 ÷ 60 | 50 ÷ 70 | 40 ÷ 60 | 50 ÷ 60 |
| 350°C | 15 ÷ 30 | 15 ÷ 25 | 15 ÷ 30 | 20 ÷ 30 | 20 ÷ 35 | 15 ÷ 25 |
| Moduł sprężystości [MPa] | | | | | | |
| 20°C | 80000 | 81000 | 83000 | 84000 | 90000 | 74000 |
| 50°C | 77300 | 78000 | 79000 | 79000 | 85000 | 69000 |
| 250°C | 72500 | 74000 | 75000 | 76000 | 81000 | 65000 |
| 350°C | 65000 | 68000 | 70500 | 70000 | 76000 | 61000 |
| Współczynnik przewodzenia ciepła [W/(m · K)] | | | | | | |
| 20°C | 155 | 158 | 143 | 157 | 135 | 147 |
| 150°C | 156 | 162 | 147 | 160 | 137 | 152 |
| 250°C | 159 | 166 | 150 | 163 | 141 | 159 |
| 350°C | 164 | — | 156 | — | 147 | 163 |
| Średni współczynnik rozszerzalności cieplnej 20 ÷ 200°C [1/K] | $21{,}0 \cdot 10^{-6}$ | $21{,}4 \cdot 10^{-6}$ | $19{,}9 \cdot 10^{-6}$ | $20{,}3 \cdot 10^{-6}$ | $19{,}3 \cdot 10^{-6}$ | $23{,}1 \cdot 10^{-6}$ |
| Gęstość [kg/m$^3$] | $2{,}7 \cdot 10^3$ | $2{,}7 \cdot 10^3$ | $2{,}68 \cdot 10^3$ | $2{,}68 \cdot 10^3$ | $2{,}65 \cdot 10^3$ | $2{,}74 \cdot 10^3$ |
| Relatywny wskaźnik zużycia | 1 | 1 | ≈0,8 | ≈0,8 | 0,6 | 1,3 |
| Twardość wg Brinella wszystkich stopów w temp. 20°C — 90 ÷ 125. | | | | | | |

**Tabl. 11.4.** Skład [%] oraz własności żeliw [36]

| Oznaczenie | MAHLE-C 18 | MAHLE-B 25 | MAHLE-S 60 | MAHLE-H (żeliwo austenityczne z grafitem płytkowym) | MAHLE-K (żeliwo austenityczne z grafitem sferoidalnym) |
|---|---|---|---|---|---|
| Składniki stopu | | | | | |
| C | 3,3÷3,5 | 2,8÷3,3 | 3,5÷4,1 | 2,4÷2,8 | 2,4÷2,8 |
| Si | 2,1÷2,4 | 1,8÷2,1 | 2,0÷2,4 | 1,8÷2,4 | 2,9÷3,1 |
| Mn | 0,4÷0,7 | 0,6÷1,0 | 0,3÷0,5 | 1,0÷1,4 | 0,6÷0,8 |
| Ni | ≤0,5 | 0,9÷1,1 | 0,6÷0,8 | 13,5÷17,0 | 19,5÷20,5 |
| Cr | — | 0,1÷0,3 | — | 1,0÷1,6 | 0,9÷1,1 |
| Cu | — | — | ≤0,1 | 5,0÷7,0 | — |
| Mo | — | 0,5÷0,7 | — | — | — |
| Mg | — | — | 0,04÷0,06 | — | 0,03÷0,05 |
| Wytrzymałość na rozciąganie $R_m$ [MPa] 20°C | 175÷245 | 245÷345 | ≥660 | ≥190 | ≥380 |
| 100°C | — | — | 640 | 170 | — |
| 200°C | — | — | 600 | 160 | — |
| 300°C | — | — | 590 | 160 | — |
| 400°C | — | — | 600 | 150 | — |
| Granica plastyczności $R_{p0,2}$ [MPa] 20°C | 145÷215 | 195÷275 | ≥480 | ≥150 | ≥210 |
| 100°C | — | — | 410 | 150 | — |
| 200°C | — | — | 400 | 140 | — |
| 300°C | — | — | 380 | 140 | — |
| 400°C | — | — | 430 | 130 | — |
| Wydłużenie względne przy zrywaniu $A$ [%] 20°C | ≥1 | ≥1 | ≥2,0 | ≥2,0 | ≥8 |
| Twardość wg Brinella HB 30 20°C | 200÷240 | 250÷280 | 210÷300 | 120÷160 | 140÷180 |
| Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie $\sigma_{zg}$ [MPa] 20°C | 100÷135 | 110÷155 | ≥250 | ≥80 | — |
| Moduł sprężystości [MPa] 20°C | 90000÷120000 | 100000÷140000 | 177000 | 100000 | 120000 |
| 200°C | — | — | 171000 | — | — |
| Współczynnik przewodzenia ciepła [W/(m·K)] 20°C | 42÷55 | 34÷46 | 27 | 32 | 13 |
| Średni współczynnik rozszerzalności cieplnej [1/K] 20÷200°C | $(11÷12)\cdot10^{-6}$ | $(11÷12)\cdot10^{-6}$ | $12\cdot10^{-6}$ | $18\cdot10^{-6}$ | $18\cdot10^{-6}$ |
| Gęstość [kg/m³] | $7,3\cdot10^{3}$ | $7,3\cdot10^{3}$ | $7,2\cdot10^{3}$ | $7,45\cdot10^{3}$ | $7,4\cdot10^{3}$ |
| Właściwości i zastosowanie | proste odlewy, np. do sprężarek | elementy o zwiększonych obciążeniach | wysokoobciążone tłoki, komory i płaszcze tłoków składanych | duża rozszerzalność cieplna — na wkładki pierścieniowe | duża wytrzymałość i rozszerzalność cieplna — na wkładki pierścieniowe |

**Tabl. 11.5.** Skład [%] oraz własności stali stosowanych na tłoki i sworznie tłokowe [36]

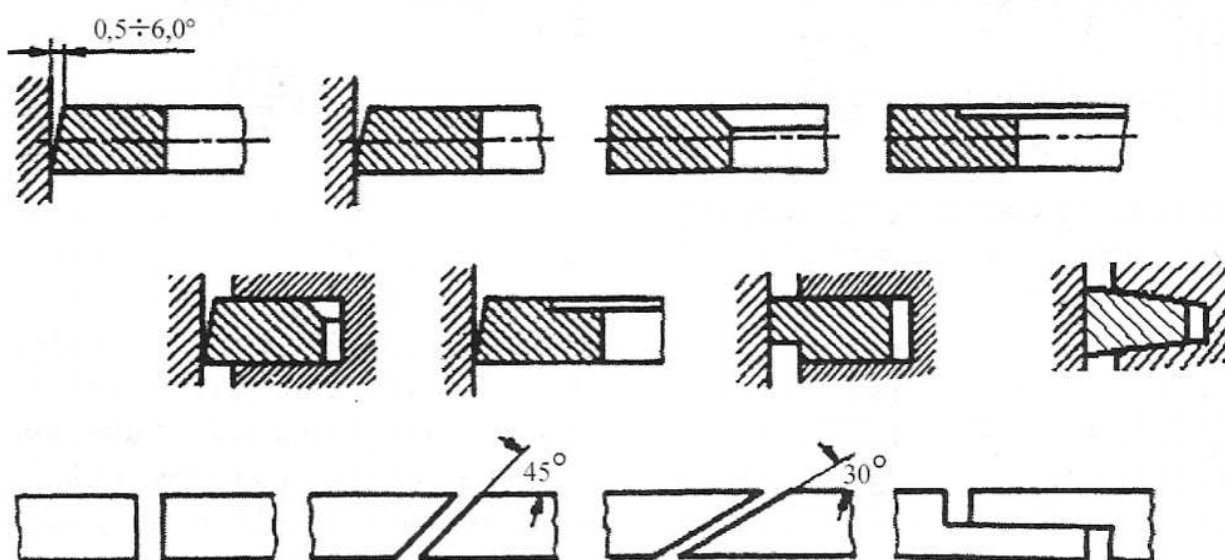
| Stop | 40 Mn 4 | 42 Cr Mo 4 v | X 45 Cr Si 93 v | 15 Cr 3 | 16 Mn Cr 5 | 31 Cr Mo V 9 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Składniki stopu | | | | | | |
| C | 0,36÷0,44 | 0,38÷0,45 | 0,40÷0,50 | 0,15 | 0,16 | 0,31 |
| Si | 0,25÷0,50 | 0,15÷0,40 | 2,8÷3,0 | 0,25 | 0,25 | 0,25 |
| Mn | 0,80÷1,10 | 0,50÷0,80 | 0,30÷0,60 | 0,50 | 1,15 | 0,55 |
| Cr | — | 0,90÷1,20 | 8,5÷9,5 | 0,65 | 0,95 | 2,50 |
| Mo | — | 0,15÷0,30 | — | — | — | 0,20 |
| V | — | — | — | — | — | 0,15 |
| (P, S) | (≤0,035) | (≤0,035) | (≤0,035) | — | — | — |
| Wytrzymałość na rozciąganie $R_m$ [MPa] | | | | | | |
| 20°C | ≥580 | ≥860 | ≥950 | ≥550 | ≥800 | ≥900 |
| 100°C | 560 | 840 | 920 | — | — | — |
| 200°C | 530 | 820 | 890 | — | — | — |
| 300°C | 580 | 780 | 860 | — | — | — |
| 400°C | 530 | 730 | 800 | — | — | — |
| Granica plastyczności $R_{p0,2}$ [MPa] | | | | | | |
| 20°C | ≥330 | ≥720 | ≥750 | ≥350 | ≥600 | ≥750 |
| 100°C | 300 | 690 | 730 | — | — | — |
| 200°C | 260 | 650 | 710 | — | — | — |
| 300°C | 200 | 610 | 680 | — | — | — |
| 400°C | 190 | 590 | 660 | — | — | — |
| Wydłużenie względne przy zrywaniu $A$ [%] | | | | | | |
| 20°C | ≥22 | ≥20 | ≥15 | ≥14 | ≥10 | ≥12 |
| 200°C | 21 | 20 | 15 | — | — | — |
| 400°C | 25 | 22 | 16 | — | — | — |
| Twardość wg Brinella HB 30 | ≥165 | 260÷300 | 310÷370 | ≥187 | ≥207 | ≥248 |
| Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie $\sigma_{zg}$ [MPa] | | | | | | |
| 20°C | ≥260 | ≥370 | ≥410 | ≥280 | ≥340 | ≥400 |
| 200°C | 250 | 350 | 400 | — | — | — |
| 300°C | 275 | 390 | 430 | — | — | — |
| 400°C | 220 | 350 | 410 | — | — | — |
| Moduł sprężystości [MPa] | | | | | | |
| 20°C | 210000 | 210000 | 220000 | 210000 | 210000 | 210000 |
| 200°C | 193000 | 193000 | 210000 | — | — | — |
| 400°C | — | 175000 | 195000 | — | — | — |
| Gęstość [kg/m$^3$] | $7,8 \cdot 10^3$ | $7,85 \cdot 10^3$ | $7,6 \cdot 10^3$ | $7,8 \cdot 10^3$ | $7,8 \cdot 10^3$ | $7,85 \cdot 10^3$ |
| Współczynnik przewodzenia ciepła [W/(m·K)] | | | | | | |
| 20°C | 50,2 | 44,4 | 17,6 | 51,9 | 50,0 | 46,4 |
| 200°C | 50,2 | 43,5 | 20,1 | 48,2 | 48,7 | 45,5 |
| 400°C | 46,0 | 38,9 | 22,2 | 41,9 | 43,7 | 42,3 |

cd. tabl. 11.5

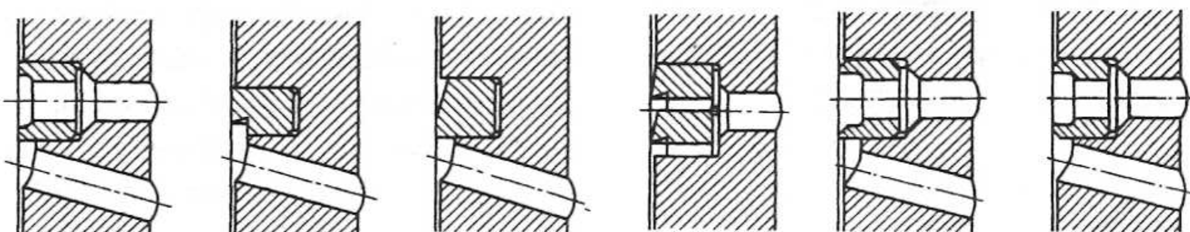
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Średni współczynnik rozszerzalności cieplnej [1/K]<br>20÷200°C<br>20÷400°C | <br>$11,1 \cdot 10^{-6}$<br>$13,5 \cdot 10^{-6}$ | <br>$11,7 \cdot 10^{-6}$<br>$13,2 \cdot 10^{-6}$ | <br>$13,1 \cdot 10^{-6}$<br>$13,3 \cdot 10^{-6}$ | <br>$11,8 \cdot 10^{-6}$<br>$13,7 \cdot 10^{-6}$ | <br>$11,7 \cdot 10^{-6}$<br>$13,9 \cdot 10^{-6}$ | <br>$13,1 \cdot 10^{-6}$<br>$13,8 \cdot 10^{-6}$ |
| Właściwości i zastosowanie | stal konstrukcyjna, wyżarzana na korony i części składowe tłoka | stal wysokotemperaturowa hartowana odpuszczana na korony i połączenia śrubowe tłoków składanych | odporna na ścieranie w wysokich temperaturach hartowana i odpuszczana stal na korony i części składowe tłoka | utwardzana przez nawęglanie stal na sworznie tłokowe | utwardzana przez nawęglanie stal na wysokoobciążone sworznie tłokowe | stal azotowana na wysokoobciążone sworznie tłokowe |

Typowe przekroje pierścieni uszczelniających, które biorą czynny udział w odprowadzaniu ciepła do tulei cylindra, przedstawiono na rys. 11.16.

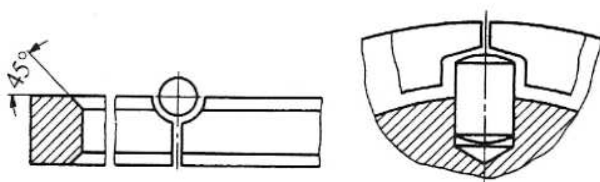
Pierścienie zgarniające (rys. 11.17), ze względu na ich rolę sprowadzania oleju z gładzi cylindra do miski olejowej, mają inny kształt. Zazwyczaj dąży się do takiego rozwiązania, by każdy pierścień miał dwie krawędzie zgarniające.




**Rys. 11.16.** Typowe przekroje pierścieni uszczelniających [69]



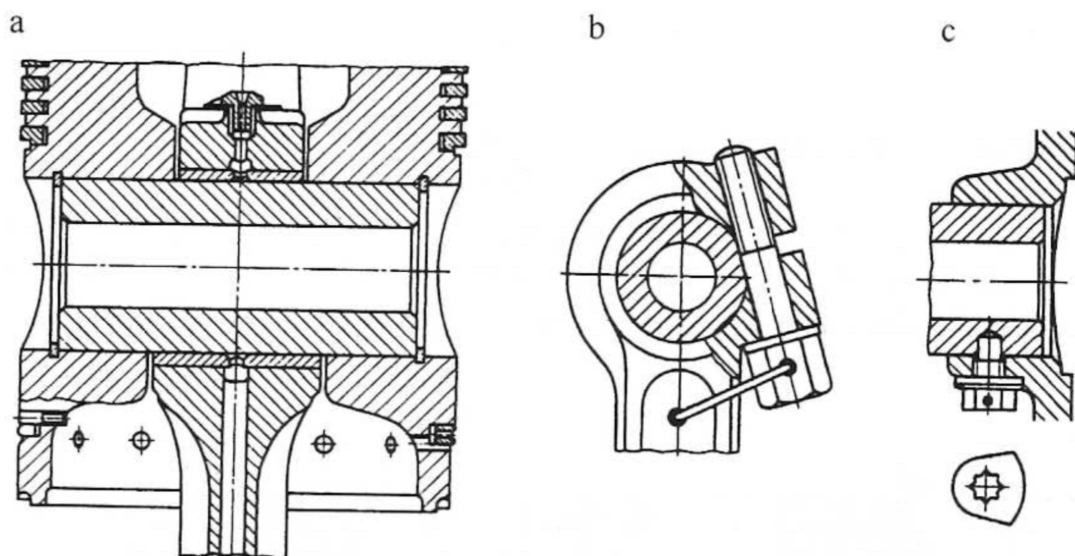
**Rys. 11.17.** Typowe przekroje pierścieni zgarniających [69]




**Rys. 11.18.** Sposoby ustalenia pierścieni w rowku [69]

Podstawowym materiałem, z którego są wytwarzane pierścienie, jest żeliwo o drobnoziarnistej strukturze. Często dla poprawienia współpracy z tuleją (cylindrem żeliwnym lub ze stopu aluminium) stosuje się chromowanie zewnętrznych powierzchni pierścieni. Pierścienie tłoków silników dwusuwowych nie mogą się obracać wokół osi tłoka, ze względu na konieczność usytuowania ich zamków poza obszarem szczelin dolotowych i wylotowych (rys. 11.18).

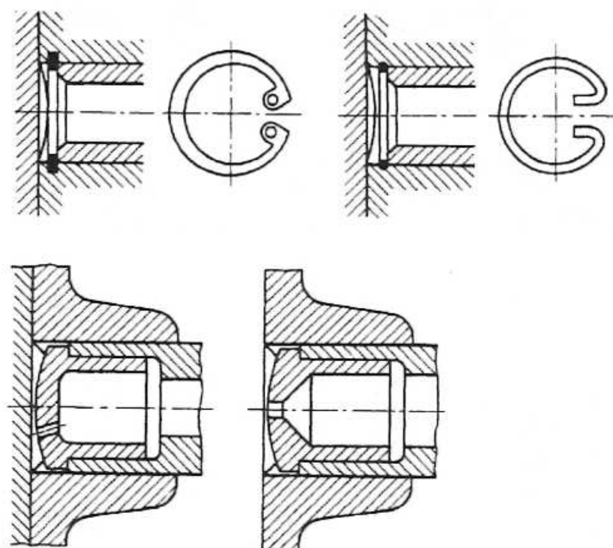
Sworznie tłokowe ze względu na występujące cyklicznie duże obciążenia muszą być wykonane z materiałów, które charakteryzują się bardzo twardą powierzchnią, a jednocześnie — ze względu na odporność na zmęczenie — sprężystym i podatnym rdzeniem. Takie warunki spełniają stale stopowe, które powierzchniowo mogą być




**Rys. 11.19.** Sposoby osadzania sworzni tłokowych [69]
*a* — pływający, *b* — ustalony w łbie korbowodu, *c* — ustalony w piastach tłoka

poddawane obróbce cieplnej lub chemicznej, zwiększającej ich twardość. Powierzchnie te podlegają szlifowaniu, a nawet polerowaniu po obróbce cieplno-chemicznej. Przykładowe składy i własności stali stosowanej na sworznie tłokowe przedstawiono w tabl. 11.5.

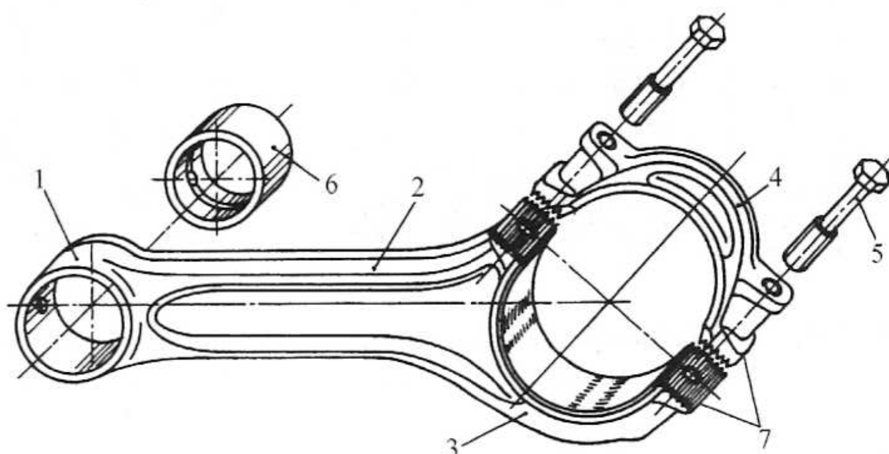
Sworzeń tłokowy może się obracać swobodnie w stosunku do łba korbowodu i piast tłoka (pływający), może być ustalony w stosunku do łba korbowodu lub do piast tłoka (rys. 11.19). Sworzeń pływający wymaga zabezpieczenia (rys. 11.20) przed przesuwaniem osiowym (i w konsekwencji rysowaniem tulei cylindra).



**Rys. 11.20.** Sposoby zabezpieczania sworznia pływającego przed przesuwaniem osiowym [69]

### 11.3.2. Korbowody

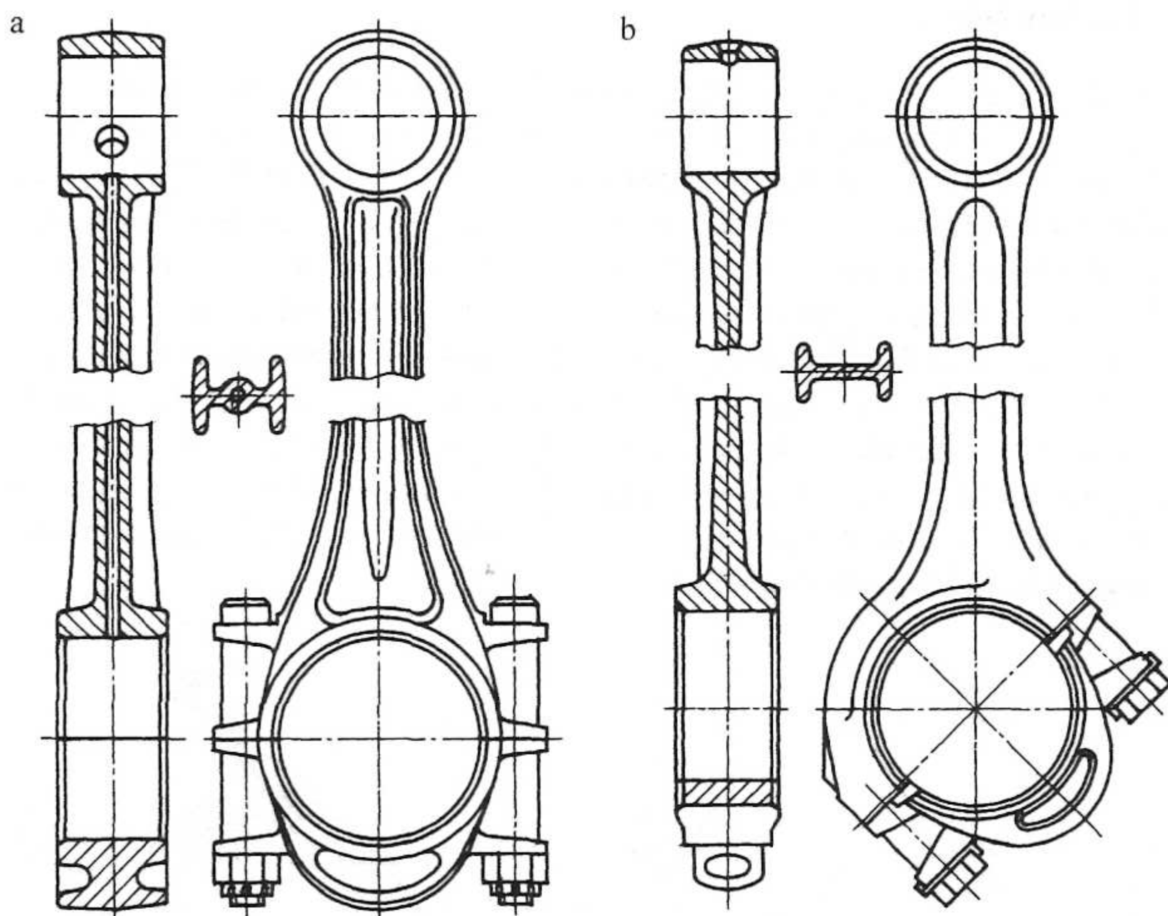
Korbowód (rys. 11.21), który jest elementem łączącym tłok z wałem korbowym, wykonując ruch o złożonej kinematyce podlega również złożonym obciążeniom mechanicznym. Przenosi siły gazowe z tłoka na czop korbowy wału korbowego (siły te są siłami ściskającymi, wywołującymi również wyboczenie trzonu korbowodu), jak również siły rozciągające, pochodzące od sił bezwładności tłoka i części korbowodu biorącej udział w ruchu posuwisto-zwrotnym. Korbowód jest także zginany w wyniku oddziaływania sił bezwładności, pochodzących z ruchu obrotowego części korbowodu związanej z czopem korbowym. Tak złożony stan obciążeń, zwiększających się wraz z rozwojem konstrukcji silnika (wzrost średniego ciśnienia użytecznego $p_e$ oraz zwiększanie maksymalnych prędkości obrotowych $n_{max}$) powoduje, że ten element układu tłokowo-korbowego silnika wymaga starannie dopracowanej konstrukcji oraz technologii wykonania.




**Rys. 11.21.** Części składowe korbowodu [69]
*1* — łeb, *2* — trzon, *3* — stopa, *4* — pokrywa stopy, *5* — śruba pokrywy stopy, *6* — panewka sworznia tłokowego, *7* — zamek pokrywy stopy

Korbowody silników samochodowych są wykonywane jako odkuwki, obecnie głównie ze stali stopowych, razem z pokrywą lub oddzielnie. Później są poddawane obróbce cieplnej, a następnie mechanicznej. Obróbka mechaniczna sprowadza się do szlifowania wypływek, odcinania stopy korbowodu, niekiedy polerowania trzonu korbowodu lub kulowania (te zabiegi zwiększają wytrzymałość zmęczeniową przez likwidację ewentualnych ognisk karbu), wykonania zamków w stopie i pokrywie korbowodu, wytaczania i rozwiercania otworów w główce i zmontowanej stopie.

W nowoczesnych konstrukcjach coraz częściej zamiast odcinania stopy korbowodu stosuje się kontrolowane odłamywanie tego elementu. Pozwala to na precyzyjne zestawienie obu części korbowodu i po odpowiednim złączeniu śrubami uzyskanie trwałego i niezawodnego połączenia. W konstrukcjach mniej obciążonych korbowody były wykonywane ze stali węglowych. Na korbowody kute stosowano stale węglowe o zawartości węgla 0,35÷0,45%, ulepszane cieplnie, o wytrzymałości na rozciąganie $R_m = 700 \div 800$ MPa. Na korbowody szybkoobrotowych silników trakcyjnych w zasadzie stosuje się obecnie stale niskostopowe o zawartości węgla 0,3÷0,45%, z dodatkami stopowymi w postaci chromu, molibdenu, wanadu. Po ulepszeniu w wyniku obróbki cieplnej charakteryzują się one wytrzymałością na rozciąganie do $R_m = 1200$ MPa. W większości pojazdów samochodowych są stosowane silniki rzędowe. Korbowody w tych konstrukcjach (rys. 11.22) charakteryzują




**Rys. 11.22.** Podstawowe typy korbowodów stosowanych w silnikach rzędowych [69]
*a* — korbowód o poziomym podziale stopy, *b* — korbowód o ukośnym podziale stopy

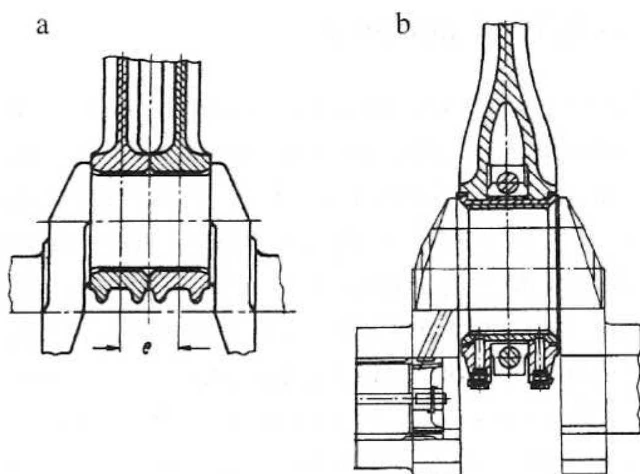
się dwuteowym przekrojem trzonu oraz ukośnym podziałem stopy korbowodu. Taki przekrój trzonu jest korzystny z punktu widzenia wytrzymałości na zginanie i wyboczenie przy zachowaniu umiarkowanej masy. Ukośny podział stopy umożliwia zastosowanie możliwie dużej średnicy czopa korbowego z zachowaniem możliwości demontażu tłoka wraz z korbowodem przez tuleję cylindra (oczywiście po zdemontowaniu głowicy silnika).

Na rysunku 11.22*a* pokazano również sposób doprowadzenia oleju smarnego pod ciśnieniem do łożyska sworznia tłokowego.

W silnikach samochodowych o widlastym ułożeniu cylindrów korbowody współpracujące z jednym czopem korbowym mogą być ułożone jeden obok drugiego — co wywołuje przesunięcie osi cylindrów w rzędach o wartość wymiaru $e$ oznaczoną na rys. 11.23*a*. Wówczas korbowody mogą być identyczne lub — by zachować pełną symetrię dwu rzędów cylindrów — stosuje się korbowody rozwidlone i wewnętrzne (rys. 11.23*b*).

Bardzo odpowiedzialnym elementem korbowodu są śruby korbowodowe. Zerwanie śruby lub gwintu pociąga za sobą zazwyczaj zniszczenie silnika, dlatego też przy ograniczonych wymiarach stopy i pokrywy wymuszających stosowanie śrub o małych średnicach ich materiał oraz sposób obróbki muszą być starannie dobierane. Zazwyczaj stosuje się stale stopowe z dodatkami manganu, chromu, molibdenu i wanadu, które po ulepszeniu cieplnym osiągają wytrzymałość na rozciąga-

nie $R_m = 1200 \div 1300$ MPa. Wspomniane wcześniej stosowanie zamków (np. w formie wyfrezowanych rowków) w stopie i pokrywie korbowodu, szczególnie dzielonego ukośnie, ma na celu oprócz ustalenia położenia obu łącznych elementów, również odciążenie śrub korbowodowych od sił ścinających. Zasadą jest, by śruby korbowodowe przenosiły jedynie siły rozciągające. Przy stosowanych najczęściej podziałach ukośnych śruby wkręca się w materiał stopy korbowodu (rys. 11.22*b*).

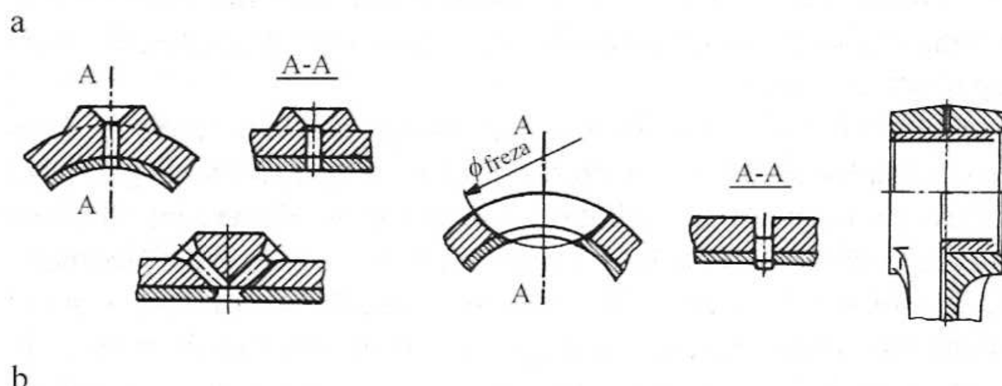



**Rys. 11.23.** Łączenie stopy korbowodu i czopa korbowego w silnikach widlastych [69]

W główkę korbowodu zazwyczaj jest wciskana panewka sworznia tłokowego wykonana z brązu. Po wciśnięciu podlega ona rozwiercaniu, aby mogła poprawnie współpracować ze sworzniem tłokowym. W przypadku rozwiązania ze sworzniem pływającym (tzn. mogącym się obracać w stosunku do główki korbowodu i piast tłoka) lub wciskanym w piasty tłoka i obracającym się tylko w stosunku do główki korbowodu, potrzebne jest smarowanie powierzchni współpracy.

Węzeł ten może być smarowany pod ciśnieniem olejem doprowadzanym otworem wywierconym w trzonie korbowodu lub mgłą olejową (rys. 11.24).

Rozwiązanie z rys. 11.24*a* jest stosowane w silnikach szybkoobrotowych ZI lub wysokoobciążonych ZS (turbodoładowanych). Na uwagę zasługuje również trapezowy kształt przekroju łba korbowodu, wynikający z dążenia do zmniejszenia nacisków jednostkowych w czasie przenoszenia dużych sił gazowych powstających w procesie spalania. Rozwiązanie jest korzystne w silnikach, w których siły gazowe mają większe wartości niż siły bezwładności. Ma to miejsce w turbodoładowanych silnikach ZS. Towarzyszy temu niesymetryczny (trapezowy) przekrój piast w tłoku, co także prowadzi do zmniejszenia nacisków jednostronnych w suwie pracy w tym zespole.




**Rys. 11.24.** Rozwiązania łbów korbowodów [69]
*a* — smarowanie mgłą olejową, *b* — smarowanie pod ciśnieniem z możliwością natrysku w celu chłodzenia denka tłoka

### 11.3.3. Wały korbowe

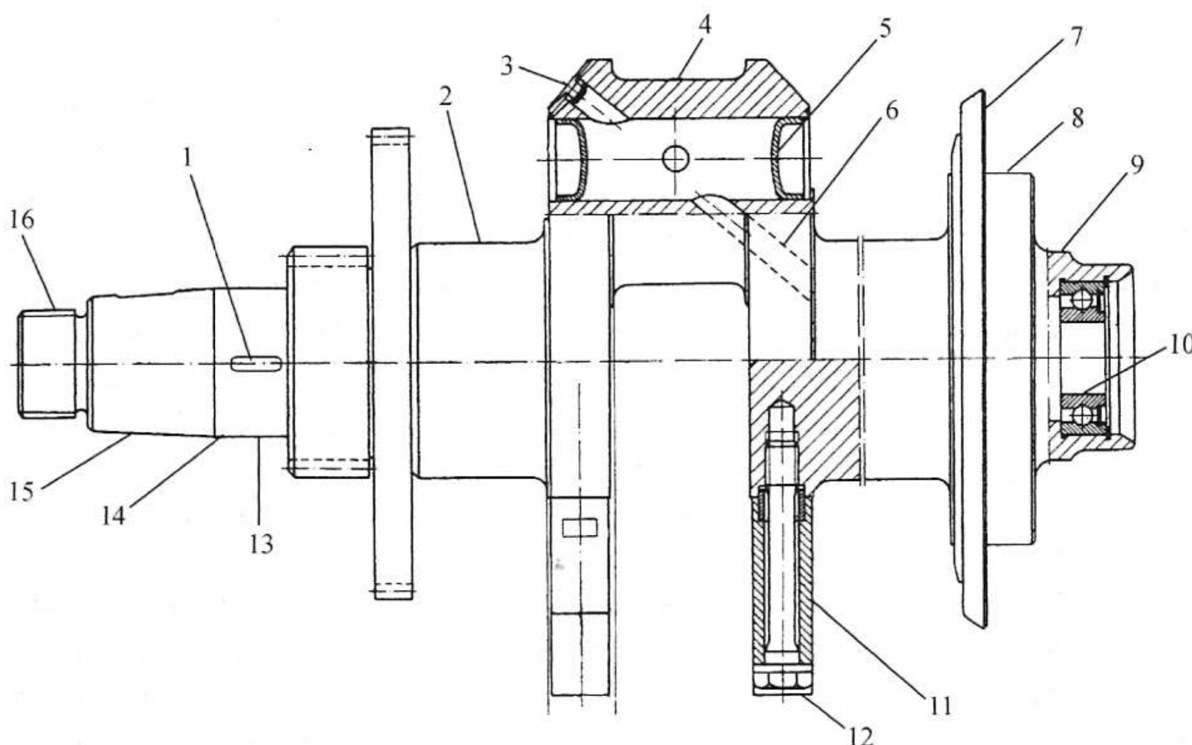
Wał korbowy jest ostatnim elementem układu tłokowo-korbowego biorącym udział w zamianie ruchu posuwisto-zwrotnego na ruch obrotowy. Obciążony jest siłami pochodzącymi od ciśnień w komorze spalania oraz od bezwładności elementów biorących udział w ruchu posuwisto-zwrotnym i obrotowym. W efekcie elementy wału podlegają ściskaniu, zginaniu, ścinaniu, rozciąganiu, skręcaniu. Ponadto bardzo istotnymi obciążeniami wału są naprężenia, wynikające z odkształceń sprężystych wywołanych drganiami, głównie skrętnymi.

Obserwowany wzrost wskaźników mocy silnika uzyskiwanej z 1 $dm^3$ pojemności skokowej jest realizowany w wyniku wzrostu średniego ciśnienia użytecznego $p_e$ oraz zwiększenia znamionowych prędkości obrotowych $n_{zn}$. Prowadzi to, jak wyżej wspomniano, do zwiększenia obciążeń układu tłokowo-korbowego silnika, a w szczególności wału korbowego. Z tego względu wały korbowe współczesnych samochodowych silników spalinowych są ułożyskowane między każdym cylindrem. W ten sposób uzyskuje się zmniejszenie odległości między punktami podparcia. Poprawia się sztywność rozwiązania, co w efekcie umożliwia ograniczenie wymiarów wału korbowego, a zatem i jego masy. Odbywa się to jednak kosztem konieczności zapewnienia starannej obróbki bloku cylindrów (zachowania współosiowości gniazd pod czopy główne).

Wraz ze zwiększeniem liczby łożysk nieznacznie zwiększają się straty mechaniczne w łożyskach, co prowadzi do niewielkiego zmniejszenia sprawności mechanicznej silnika. Należy tu jednak dodać, że głównym źródłem strat mechanicznych jest praca tarcia tłoków o tuleje cylindrów, zmniejszenie zaś odkształcalności wału korbowego w wyniku jego podparcia w łożyskach głównych co każdy cylinder poprawia wyraźnie trwałość tego układu. Przykładowy kuty wał korbowy wielocylindrowego silnika samochodowego przedstawiono na rys. 11.25.

Przednie zakończenie wału korbowego służy do osadzenia kół pasowych napędu mechanizmów pomocniczych (np. paska klinowego napędu alternatora, pompy hydraulicznego wspomagania układu kierowniczego, sprężarki klimatyzacji itp.). Koło przedstawione na rysunku jest osadzone na stożkowym zakończeniu wału, dodatkowo jest ono ustalone często za pomocą wpustu i dociskane nakrętką zabezpieczaną przed samoczynnym odkręceniem.

W silnikach, w których wał rozrządu jest napędzany paskiem zębatym, koło napędu tego paska jest osadzone również w części wału wysuniętej na zewnątrz, poza obszar objęty smarowaniem przez olej silnikowy. Dotyczy to zazwyczaj silników stosowanych do samochodów osobowych. W kierunku pierwszego łożyska głównego znajduje się część walcowa szlifowana wału, przeznaczona do współpracy z pierścieniem uszczelniającym. Dalej znajduje się również walcowa część służąca do osadzania kół zębatych napędu rozrządu (dla silników o napędzie wału rozrządu parami kół zębatych lub łańcuchem zębatym) oraz ewentualnie innych urządzeń pomocniczych, jak np. pompy oleju. Koła te są ustawione w stosunku do zakończenia wału połączeniem wpustowym. Dalej znajduje się już czop pierwszego łożyska głównego i czop korbowy mechanizmu tłokowo-korbowego pierwszego cylindra. Na rysunku pokazano częściowy przekrój czopa korbowego. Czopy te zazwyczaj są drążone, w celu zmniejszenia sił odśrodkowych. Prowadzi to także do poprawnego




**Rys. 11.25.** Typowy wał korbowy wielocylindrowego silnika samochodowego [4]
*1* — rowek pod wpust ustalający położenie koła rozrządu, *2* — czop główny, *3* — zaślepka otworu olejowego, *4* — czop korbowy, *5* — zaślepka drążenia czopa korbowego, *6* — otwory olejowe, *7* — tarcza odrzutnika oleju, *8* — powierzchnia współpracy z pierścieniem uszczelniającym, *9* — średnica osadzenia koła zamachowego, *10* — łożysko wałka sprzęgłowego, *11* — przeciwciężar, *12* — śruba mocująca przeciwciężar, *13* — średnica osadzenia kół rozrządu i ewentualnie napędów pomocniczych, *14* — powierzchnia współpracy z pierścieniem uszczelniającym, *15* — stożek osadzenia kół pasowych, *16* — gwint pod nakrętkę mocowania kół pasowych

przechodzenia przekrojów ramion i czopów, co w konsekwencji poprawia rozkład naprężeń (wygładza „skoki" naprężeń) i wpływa na poprawę wytrzymałości zmęczeniowej.

Oś drążenia jest przesunięta na zewnątrz od osi czopa korbowego (jest to korzystne z punktu widzenia zarówno zmniejszenia sił odśrodkowych zależnych od promienia, na którym wiruje masa, jak również wspomnianej wytrzymałości zmęczeniowej). Drążony otwór jest wykorzystywany często jako swoisty odśrodkowy filtr cząstek zanieczyszczających olej silnikowy. Olej do czopów korbowych jest bowiem dostarczany ukośnymi i promieniowymi wywierconymi otworami, łączącymi powierzchnię czopów głównych i korbowych za pośrednictwem omawianych wyżej drążonych otworów odciążających czopy korbowe. Zarówno otwory odciążające, jak i olejowe są zaślepione specjalnymi wciskanymi i rozwalcowywanymi lub zagniatanymi zaślepkami.

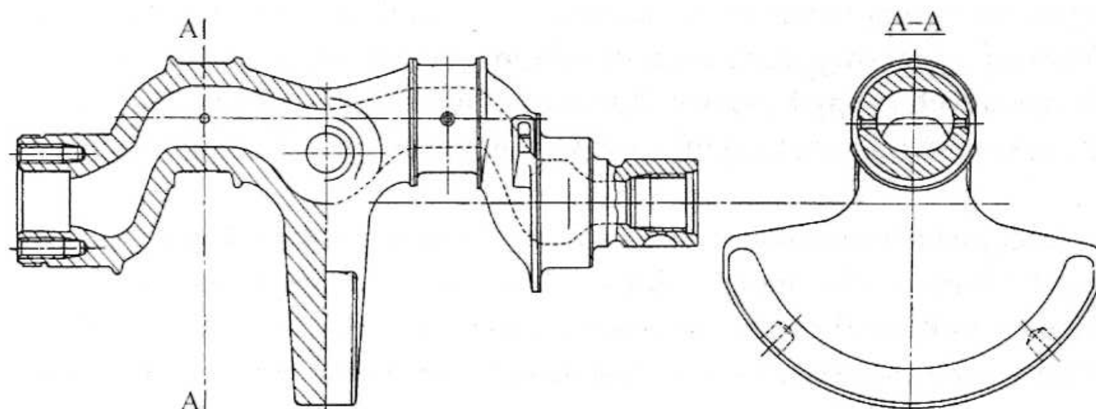
Przeciwciężary wyrównoważające mogą być wykonane w formie jednolitej odkuwki z ramionami bądź — jak na rysunku — osadzone, ustalone i przykręcone do ramion. W tym ostatnim przypadku mocowanie musi być wykonane z wielką starannością. Ustalenie przeciwciężaru w stosunku do ramienia odbywa się za pośrednictwem pasowanej tulei, śruby zaś są odpowiedzialne w tym przypadku za przenoszenie jedynie sił rozciągających (pochodzących od sił odśrodkowych). Spotykane są inne

rodzaje „zamków" ustalających położenie przeciwciężaru i ramienia wykorbienia. Kolejne wykorbienia wału w wielu rozwiązaniach, w których łożyska główne są rozmieszczone między kolejnym cylindrem, w zasadzie nie różnią się między sobą. Zakończenie wału korbowego często jest poprzedzone odrzutnikiem oleju w formie kołnierza o większej średnicy, który w wyniku działania siły odśrodkowej odwirowuje olej spływający w okolicach tylnej ściany bloku cylindrów. Tylne uszczelnienie wału korbowego obecnie w zasadzie zapewnia wargowy pierścień uszczelniający Simmera na powierzchni walcowej o stosunkowo dużej średnicy (patrz rys. 11.25). Duża wartość średnicy jest podyktowana koniecznością wygospodarowania miejsca na osiowo ustawione, wkręcane śruby mocowania koła zamachowego. Ten element silnika osadzony współosiowo na mniejszej średnicy (zaznaczonej na rys. 11.25) jest ustalany także czasem za pomocą kołków. Docisk do czoła zakończenia wału wywoływany jest wspomnianymi wyżej śrubami.

Tylne zakończenie ma często wytoczony otwór, w który jest wciśnięte łożysko wału sprzęgłowego. Znane wcześniej rozwiązania wałów korbowych odlewanych ze względu na gorsze własności wytrzymałościowe mimo łatwiejszej technologii kształtowania są niezbyt często spotykane w samochodowych silnikach spalinowych. Jednym z przykładów jest podparty w dwóch łożyskach głównych wał dwucylindrowego, niezbyt wysilonego silnika samochodu FIAT 126p (rys. 11.26).

Podobnie niezbyt często w silnikach samochodowych są spotykane wały składane. Materiały stosowane na wały kute to stale, których składy chemiczne i własności mechaniczne podano w tabl. 11.6.

Podstawową technologią wykonania wałów korbowych jest obecnie kucie. Ułożenie czopów głównych i korbowych w jednej płaszczyźnie stwarza bardzo dogodne warunki do stosowania tej technologii. Dotyczy to silników jedno-, dwu- i czterocylindrowych. W silnikach wielocylindrowych o osiach czopów korbowych rozłożonych pod kątem innym niż 180° technologia wykonania komplikuje się. W pierwszej fazie wał jest kuty w płaskim foremniku, następnie odpowiednio skręcany, w celu rozłożenia czopów korbowych. Operacja ta jest przeprowadzana w podwyższonej temperaturze. Później następuje wyżarzanie, zapewniające wygaszenie naprężeń wewnętrznych i ujednolicenie struktury, i na koniec obróbka mechaniczna. Czopy główne i korbowe są hartowane powierzchniowo i ostatecznie szlifowane. Tak obrabiane czopy uzyskują twardość ok. 60 HRC. Aby zwiększyć twardość, niekiedy




**Rys. 11.26.** Odlewany wał silnika samochodu FIAT 126p

**Tabl. 11.6.** Składy chemiczne oraz własności mechaniczne materiałów na wały korbowe [69]

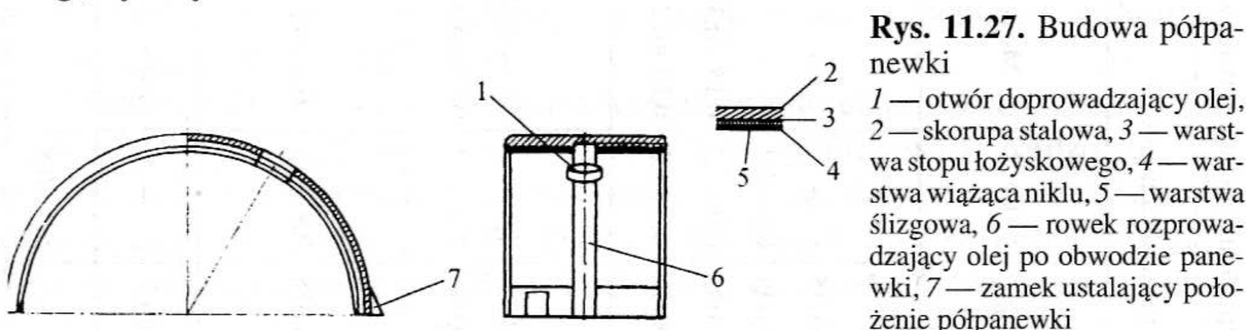
| Materiał | Zawartość składników, % | | | | | | | | | | Własności mechaniczne | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | Si | Mn | $P_{max}$ | $S_{max}$ | Cr | Mo | Ni | V | Cu | Osiągalna twardość HRC | $R_m$ MPa | $R_e$ MPa |
| Stal do ulepszania | 0,42 ÷ 0,5 | 0,15 ÷ 0,35 | 0,4 ÷ 0,8 | 0,035 | 0,035 | — | — | — | — | — | 59,3 | 980 do 660 | 780 do 410 |
| | 0,36 ÷ 0,42 | 0,15 ÷ 0,40 | 0,6 ÷ 0,9 | 0,035 | 0,035 | 0,9 ÷ 1,2 | — | — | — | — | 56,3 | | |
| | 0,38 ÷ 0,45 | 0,15 ÷ 0,40 | 0,5 ÷ 0,8 | 0,035 | 0,035 | 0,9 ÷ 1,2 | 0,15 ÷ 0,30 | — | — | — | 58,3 | | |
| | 0,48 ÷ 0,56 | 0,15 ÷ 0,40 | 0,7 ÷ 1,1 | 0,035 | 0,035 | 0,9 ÷ 1,2 | 0,15 ÷ 0,25 | — | 0,07 ÷ 0,12 | — | 60,2 | | |
| Stal do nawęglania | 0,14 ÷ 0,19 | 0,15 ÷ 0,40 | 0,4 ÷ 0,6 | 0,035 | 0,35 | 1,5 ÷ 1,8 | 0,25 ÷ 0,35 | 1,4 ÷ 1,7 | — | — | 60,2 | 980 | 830 |
| | 0,26 ÷ 0,34 | 0,15 ÷ 0,4 | 0,4 ÷ 0,7 | 0,035 | 0,035 | 2,3 ÷ 2,7 | 0,15 ÷ 0,25 | — | 0,1 ÷ 0,2 | — | 63,5 | | |
| Stal do azotowania | 0,28 ÷ 0,35 | 0,15 ÷ 0,4 | 0,4 ÷ 0,7 | 0,035 | 0,035 | 2,8 ÷ 3,3 | 0,3 ÷ 0,5 | — | — | — | — | 600 ÷ ÷ 700 | 370 ÷ ÷ 420 |
| Żeliwo | 2,4 ÷ 2,8 | 2,25 ÷ 2,75 | 0,8 ÷ 1,2 | 0,1 | 0,15 | — | 1,0 ÷ 1,2 | 1,0 ÷ 1,3 | — | — | | | |
| Staliwo | 1,35 ÷ 1,6 | 0,85 ÷ 1,1 | 0,6 ÷ 0,8 | — | — | 0,4 ÷ 0,5 | — | — | — | 1,5 ÷ 2 | | | |

stosuje się galwaniczne chromowanie i później polerowanie. Twardość powierzchniowa sięga wówczas 65÷68 HRC. Czasem zamiast chromowania stosuje się obróbkę cieplno-chemiczną przez azotowanie, co pozwala na osiągnięcie twardości ok. 70 HRC.

### 11.3.4. Łożyska główne i korbowe wałów korbowych

Łożyska główne i korbowe oraz łożyska sworznia tłokowego w samochodowych silnikach spalinowych są wykonywane obecnie głównie jako ślizgowe. Są one bardziej odporne na zmieniające się cyklicznie obciążenia, a także charakteryzują się większą nośnością. Przykłady stosowania łożysk tocznych w dawnych konstrukcjach silnikowych można znaleźć w pozycjach literaturowych [4, 68]. Łożyska ślizgowe są smarowane olejem silnikowym doprowadzanym pod ciśnieniem.

Podstawowym elementem omawianych łożysk jest panewka (rys. 11.27). Musi ona być dzielona w przypadku łożysk głównych znajdujących się między cylindrami oraz w przypadku łożysk korbowych (ma to miejsce w stosowanych obecnie jednolitych wałach korbowych). Panewki łożysk głównych osadzonych w ścianach przedniej i tylnej kadłuba silnika, a zatem panewki główne: pierwsze i ostatnie, mogą być wykonane w formie tulei.




**Rys. 11.27.** Budowa półpanewki
*1* — otwór doprowadzający olej, *2* — skorupa stalowa, *3* — warstwa stopu łożyskowego, *4* — warstwa wiążąca niklu, *5* — warstwa ślizgowa, *6* — rowek rozprowadzający olej po obwodzie panewki, *7* — zamek ustalający położenie półpanewki

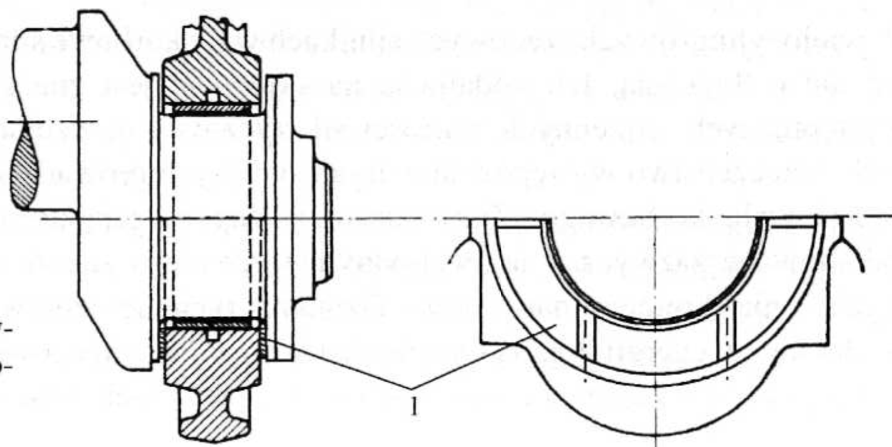
Stosowane obecnie główne panewki cienkościenne składają się zazwyczaj z kilku warstw (rys. 11.28), z których każda spełnia odpowiednią funkcję:

- warstwa współpracująca z czopem, zwana często ślizgową, grubości kilku setnych milimetra, ma zapewnić dobre własności ślizgowe i dobre przejmowanie obciążeń;
- cienka warstwa niklu, oddzielająca warstwę ślizgową od twardszego podłoża stopu łożyskowego, służy jako swoista bariera przed dyfuzją cząstek powłoki ślizgowej w głąb materiału podłoża, jednocześnie dobrze wiąże ze sobą te warstwy;
- warstwa stopu łożyskowego, twardsza od warstwy ślizgowej, lecz w miarę podatna, powinna charakteryzować się dobrym przewodnictwem ciepła, wytrzymałością na uderzeniowe naciski, możliwością „wchłonięcia" twardych cząstek doprowadzanych przez olej bez uszkodzenia czopów wału, odpornością na tarciowe zgrzewanie się z materiałem wału, odpornością na korozyjne działanie składników oleju silnikowego, małą rozszerzalnością ze wzrostem temperatury w celu zachowania stałych i niedużych luzów między czopem a panewką;

**Rys. 11.28.** Warstwy panewek cienkościennych [21]
*a* — panewka trójwarstwowa z brązu ołowiowego: *1* — warstwa ślizgowa (stop cyny i miedzi, Sn — 10÷12%, Cu — 2,5%), *2* — warstwa wiążąco-zaporowa (Ni), *3* — warstwa stopu łożyskowego (brąz ołowiowy, Cu — 7,3%, Pb — 23%), *4* — skorupa,
*b* — panewka ze związków aluminiowo-cynkowych: *1* — warstwa ślizgowa (fosforan cynku), *3* — warstwa stopu łożyskowego (stop aluminium, krzemu, miedzi, ołowiu), *4* — skorupa,
*c* — panewka z rowkami ze stopu białego: *1* — warstwa ślizgowa (stop ołowiu i cyny, Pb — 80%, Sn — 18%), *2* — warstwa zaporowa, *3* — warstwa stopu łożyskowego (stop aluminium i miedzi), *4* — skorupa

— stalowa warstwa osadzona w gnieździe łożyska (skorupa), czasem pokryta galwaniczną powłoką antykorozyjną.

Siły osiowe, którymi może być obciążony wał korbowy, są przenoszone przez specjalne ukształtowanie jednej z panewek głównych (kołnierzowe) lub za pomocą pierścieni oporowych. Pochodzą one głównie od dźwigni sprzęgła współpracującego z łożyskiem oporowym. Mogą się tu także pojawić siły bezwładności wału korbowego z kołem zamachowym i sprzęgłem (przyspieszenie i hamowanie, awaryjne uderzenie pojazdu w przeszkodę) i siły grawitacji (jazda na wzniesieniu). Pierścienie oporowe mogą się składać z dwu połówek (górnej i dolnej), a także mogą występować jedynie jako półpierścienie. Łożysko oporowe (pierścieniowe lub kołnierzowe) jest zabudowane zazwyczaj na ostatnim czopie głównym (najbliżej sprzęgła). Wówczas to najczęściej występujące siły osiowe, pochodzące od sprzęgła nie obciążają wału korbowego (rys. 11.29).



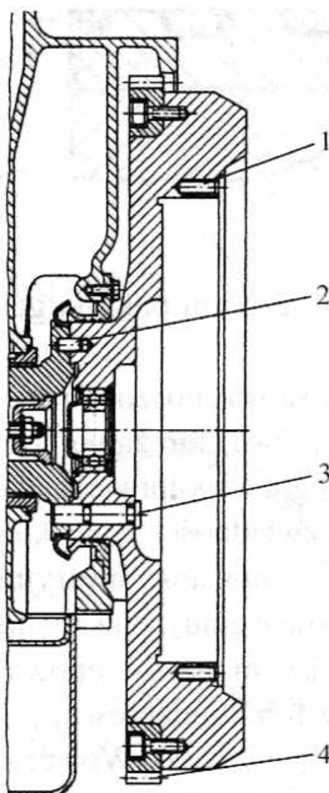

**Rys. 11.29.** Łożysko główne z pierścieniami oporowymi [4]
*1* — półpierścień dolny

### 11.3.5. Koła zamachowe

Zmienność wartości siły stycznej działającej na czopy korbowe wału korbowego wywołuje nierównomierność biegu silnika. (Ruch obrotowy wału korbowego jest zatem ruchem niejednostajnym mimo ustalonych parametrów regulacyjnych silnika. Ruch ten charakteryzuje się pojawiającym się przyspieszeniem i opóźnieniem kątowym w czasie cyklu pracy silnika.) Nierównomierność biegu jest opisana wskaźnikiem

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{śr}}$$

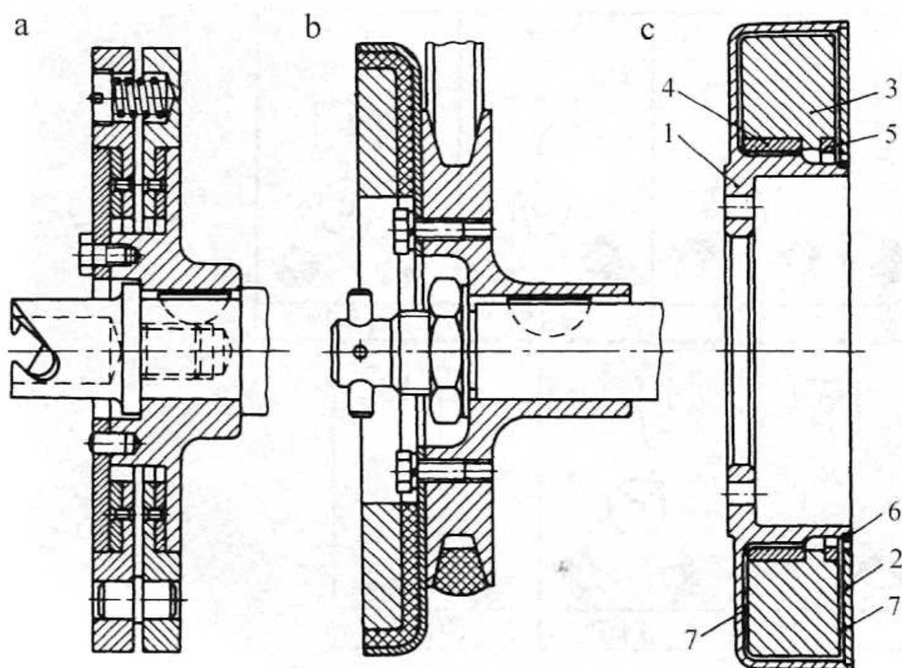
Wskaźnik nierównomierności biegu silnika zależy w istotny sposób od liczby cylindrów. Odbiorniki mocy silnika, a właściwie bezwładności zespołów napędzanych przez silnik wyrównują bieg silnika w sposób naturalny. Jednak każdy silnik dla wyrównoważenia jego biegu w warunkach pracy bez obciążenia jest wyposażony w koło zamachowe (rys. 11.30). Służy ono również za element, do którego jest mocowane sprzęgło oraz wieniec koła zębatego współpracującego z rozrusznikiem. Oba te zespoły wymagają dużych średnic (tarcza cierna sprzęgła przenosi bowiem moment obrotowy zależny od jej średnicy przy takiej samej sile docisku, przełożenie zaś między rozrusznikiem a wałem korbowym musi być także duże, w celu zmniejszenia wymiarów rozrusznika).




**Rys. 11.30.** Koło zamachowe silnika samochodowego [69]
*1* — otwory gwintowane mocowania sprzęgła, *2* — kołki ustalające położenie koła zamachowego i wału korbowego, *3* — śruba mocująca koło zamachowe do wału korbowego, *4* — wieniec zębaty współpracujący z kołem rozrusznika

### 11.3.6. Tłumiki drgań skrętnych

W wielocylindrowych rzędowych silnikach wały korbowe siłą rzeczy charakteryzują się dużą długością. Ich podatność na skręcanie jest znaczna. Wobec cyklicznie występujących, zmiennych wartości sił stycznych na czopach korbowych istnieje niebezpieczeństwo występowania drgań skrętnych prowadzących do znacznych obciążeń wału korbowego. Zjawisku temu zapobiegają tłumiki drgań (rys. 11.31) zabudowane zazwyczaj na swobodnym (przednim) zakończeniu wału, na którym wychylenia skrętne są największe. Działanie tych elementów jest oparte głównie na pochłanianiu energii drgań przez tarcie (mechaniczne na powierzchniach przemieszczających się wzajemnie, wewnętrzne, np. przez odkształcanie elementów gumowych, lub tarcie między cząsteczkami cieczy lepkiej).



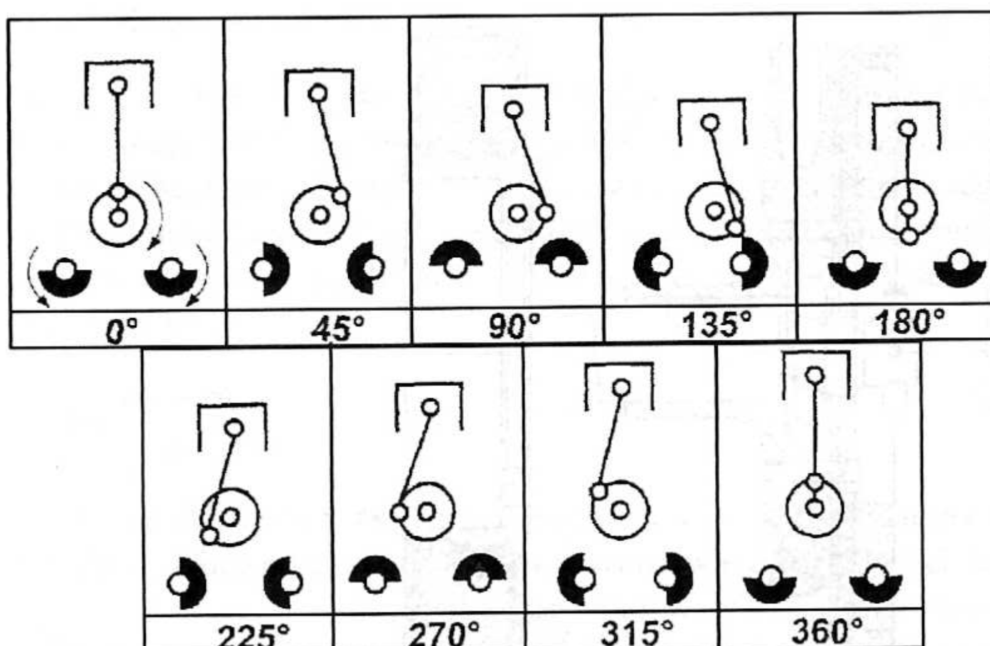

**Rys. 11.31.** Tłumiki drgań skrętnych [69]
*a* — cierny, *b* — o tarciu wewnętrznym (gumowy), *c* — olejowy
*1* — obudowa, *2* — pokrywa, *3* — masa bezwładna, *4* — tuleja, *5* — pierścień ślizgowy, *6* — wkręt, *7* — przestrzenie wypełnione olejem silikonowym

### 11.3.7. Dodatkowe systemy wyrównoważania układu tłokowo-korbowego

Złożony kinematycznie ruch elementów układu tłokowo-korbowego wywołuje powstanie wielu sił i momentów (patrz p. 10.6), z których część znosi się w obszarze bloku cylindrów i wału korbowego (obciążając jednak te elementy silnika), część zaś przenosi się na podpory silnika, to znaczy w przypadku silników samochodowych na nadwozie lub ramę. Coraz wyższe wymagania w zakresie trwałości konstrukcji, a także w zakresie komfortu podróżowania sprawiają, że konstruktorzy starają się zastosować mechanizmy dodatkowe, które wyrównoważają silnik w sposób bardziej doskonały niż tylko przy użyciu przeciwciężarów wirujących wraz z wałem korbowym silnika.

O ile siły odśrodkowe pochodzące od ruchu obrotowego można łatwo wyrównoważyć, o tyle z wyrównoważeniem sił pierwszego i drugiego rzędu pochodzących od elementów w ruchu posuwisto-zwrotnym są pewne kłopoty (por. p. 10.6). Wynikają one po pierwsze z faktu, iż trudno jest wyrównoważyć siły występujące w ruchu posuwisto-zwrotnym siłami wyzwolonymi w ruchu obrotowym przeciwciężarów, po drugie zaś z faktu, iż siły masowe drugiego rzędu, występujące w ruchu posuwisto-zwrotnym, zmieniają się z częstością dwa razy większą niż częstość wynikająca z prędkości obrotowej wału korbowego.

Siły niektórych rodzajów, a także momenty od nich pochodzące można czasem po części wyrównoważyć przez odpowiedni układ cylindrów oraz rozłożenie wykorbień wału korbowego. Zagadnienie starannego wyrównoważenia silnika samochodowego zostanie omówione na przykładzie często stosowanego silnika czterocylindrowego o płaskim wale korbowym, tj. takim, w którym wykorbienia skrajne są przesunięte w stosunku do środkowych o 180°. W tym rozwiązaniu siły bezwładności pierwszego

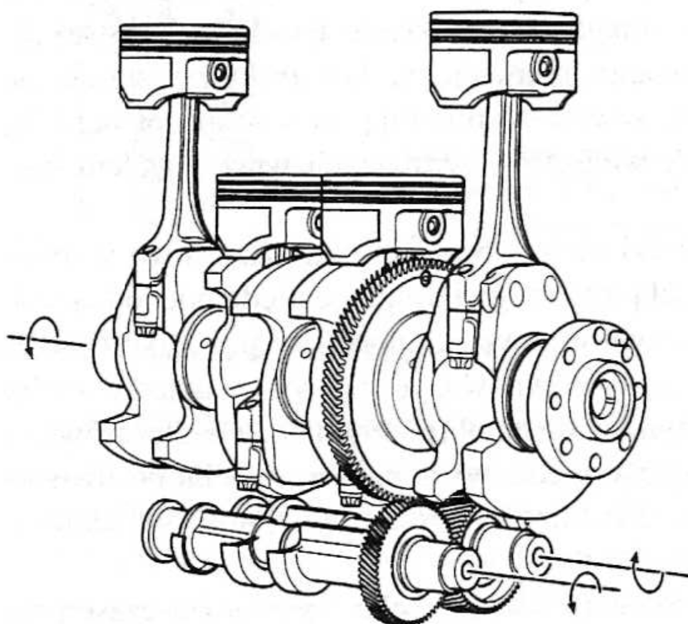



**Rys. 11.32.** Schemat wzajemnego położenia wałków wyrównoważających siłę II rzędu (dla jednego cylindra) [44]

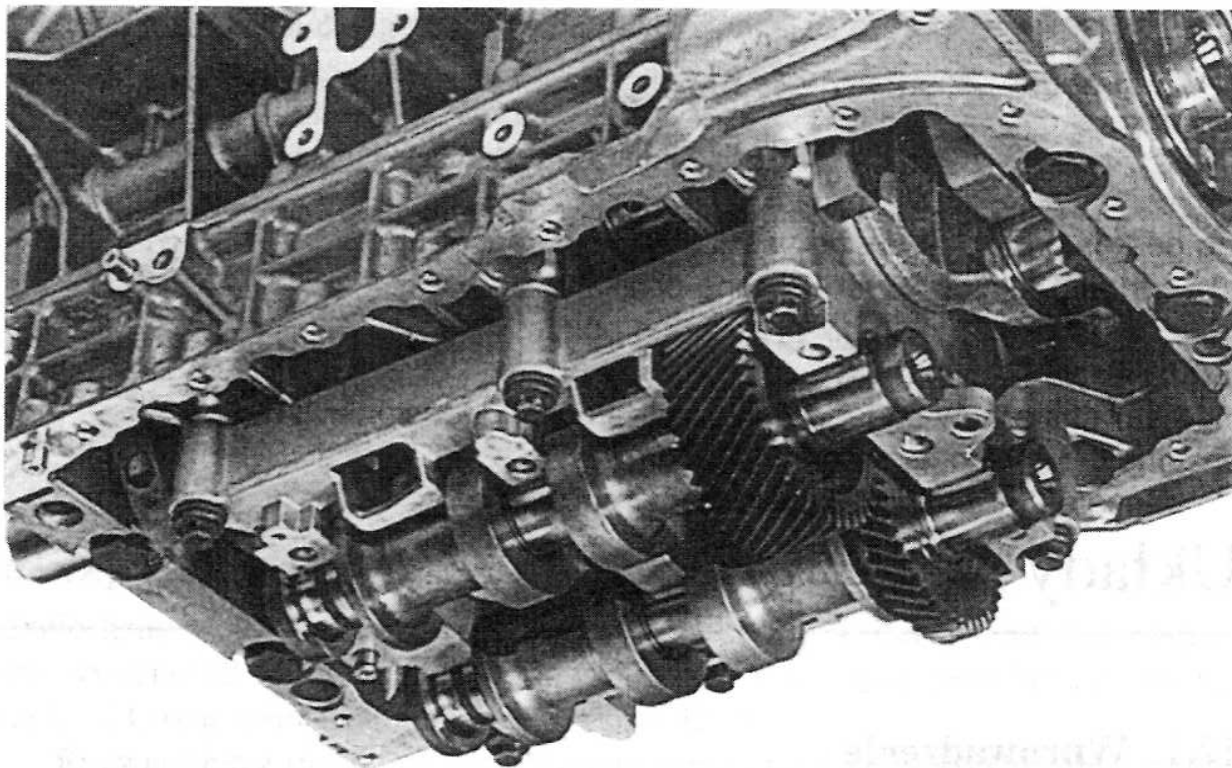
rzędu oraz siły odśrodkowe równoważą się w obrębie bloku cylindrów i wału korbowego silnika. Równoważą się także wszystkie momenty od tego rodzaju sił. Można by zatem zrezygnować z przeciwciężarów wyrównoważających te siły. Są one jednak stosowane do odciążenia wału korbowego i łożysk głównych silnika. Niestety, nie są wyrównoważane siły bezwładności (od mas w ruchu posuwisto-zwrotnym) drugiego rzędu. Siły te zgodnie ze schematem na rys. 10.7 opisane wzorem

$$B''_A = -m_A r\omega^2 \cos 2\alpha$$

występują jak już wspomniano z częstością dwukrotnie większą niż częstość wynikająca z prędkości obrotowej wału korbowego. Do ich wyrównoważenia należy więc zastosować dodatkowe wały z odpowiednio obliczonymi masami przeciwciężarów wirujących z dwukrotnie większą prędkością obrotową niż wał korbowy (do uzyskania takich samych częstości występowania sił wyrównoważających, jak i częstości występowania niewyrównoważonych sił drugiego rzędu), lecz w przeciwnych kierunkach, by z kolei składowe poziome sił odśrodkowych pochodzących od tychże przeciwciężarów znosiły się wzajemnie.



**Rys. 11.33.** Widok układu tłokowo-korbowego i sprzężonego z nim układu wałków wyrównoważających siły bezwładności II rzędu (4-cylindrowy silnik PEUGEOT o pojemności skokowej 2231 cm$^3$, mocy $N_e = 116$ kW przy $n = 5650$ obr/min) [44]



**Rys. 11.34.** Widok zabudowy wałków wyrównoważających siły bezwładności II rzędu w czterocylindrowym silniku PEUGEOT EW12J4 [44]

Wzajemne położenie dodatkowych wałów wyrównoważających odpowiadające kolejnym położeniom wału korbowego oraz układ tłokowo-korbowy silnika Peugeot z układem wyrównoważającym siły bezwładności drugiego rzędu pokazano na rys. rys. 11.32 do 11.34.

Więcej informacji na temat obliczeń konstrukcyjnych układu tłokowo-korbowego, wyrównoważania układów korbowych o różnych konfiguracjach, drgań skrętnych oraz obliczeń i doboru tłumików tychże drgań znajdzie Czytelnik m.in. w pracach [4, 16, 69, 71].

12 ROZDZIAŁ

# Układy rozrządu

## 12.1. Wprowadzenie

W silnikach czterosuwowych fazy rozrządu powtarzają się z częstością dwa razy mniejszą niż częstość suwów tłoka. Tłok zatem nie może być wykorzystany do realizacji poszczególnych faz rozrządu, jak to ma miejsce w silniku dwusuwowym. Synchronizacja faz rozrządu z położeniem wału korbowego (w konsekwencji z położeniem tłoka) była zrealizowana od początku istnienia tłokowego silnika spalinowego i jest realizowana nadal przez sprzężenie mechaniczne wału korbowego i układu zaworów.

Optymalizacja zmienności faz rozrządu w celu polepszenia wskaźników pracy silnika doprowadziła obecnie konstruktorów do przekonania, że należy zrezygnować ze wspomnianego wyżej mechanicznego powiązania wału korbowego silnika oraz zaworów na rzecz sprzężenia elektronicznego, które analizuje i identyfikuje położenie wału korbowego silnika. Elektroniczny sterownik analizujący wiele parametrów pracy silnika decyduje o najkorzystniejszej konfiguracji faz rozrządu, a elektromagnetyczny lub hydrauliczny napęd zaworów ostatecznie realizuje fazy rozrządu.

Silniki dwusuwowe nie są obecnie stosowane w samochodach. Zostały one wyparte przez silniki czterosuwowe, i to zarówno o zapłonie iskrowym, jak i samoczynnym. Popularność silników dwusuwowych wynikała z prostoty ich konstrukcji, a co za tym idzie — z niskich kosztów wytwarzania. Rosnące wymagania dotyczące ochrony środowiska przed emisją związków szkodliwych w spalinach wyeliminowały ten rodzaj silnika w wersji najprostszej — z napełnieniem cylindrów przez skrzynię korbową, o smarowaniu mieszankowym. W tej wersji są one jeszcze niekiedy stosowane do prostych motorynek i motorowerów. Wobec obiecujących postępów w dziedzinie bezpośredniego wtrysku paliwa oraz pewnych pozytywnych jednak cech silnika dwusuwowego, coraz częściej spotyka się publikacje, świadczące o możliwości powrotu tego rozwiązania do napędu samochodów, lecz raczej w wersji z rozrządem zaworowym, z wykorzystaniem dmuchawy do napełnienia cylindra ładunkiem powietrza oraz z wtryskiem paliwa do komory spalania. Takie rozwiązania

znane są w silnikach ZS i jest wielce prawdopodobne, że zostaną rozwinięte również w silnikach ZI.

Dokładną systematykę poszczególnych rozwiązań układów rozrządu, wynikającą z miejsca osadzenia zaworów, sposobu ich napędu, miejsca osadzenia wału rozrządu, sposobu napędu tegoż wału, położenia krzywek rozrządu znajdzie Czytelnik w książce [69].

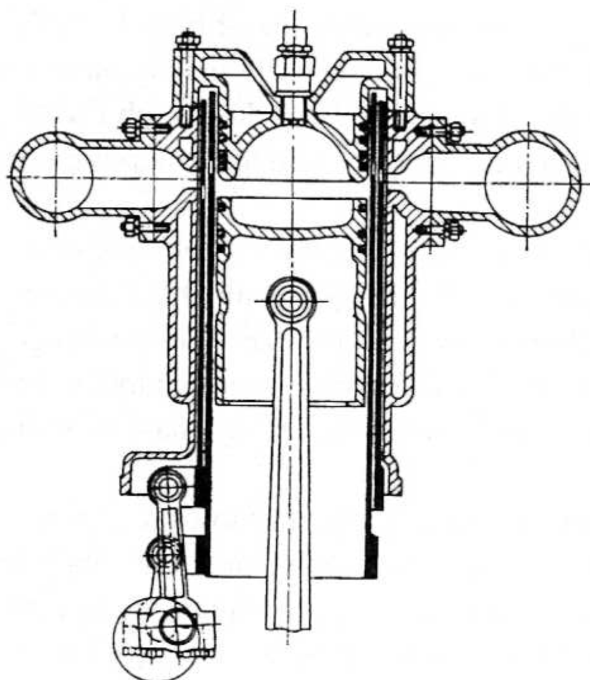
## 12.2. Rys historyczny

### 12.2.1. Układy rozrządu silników czterosuwowych

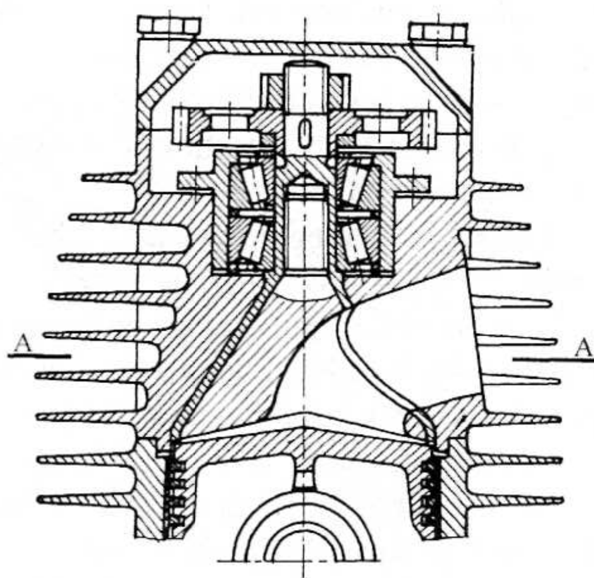
#### Rozrząd suwakowy

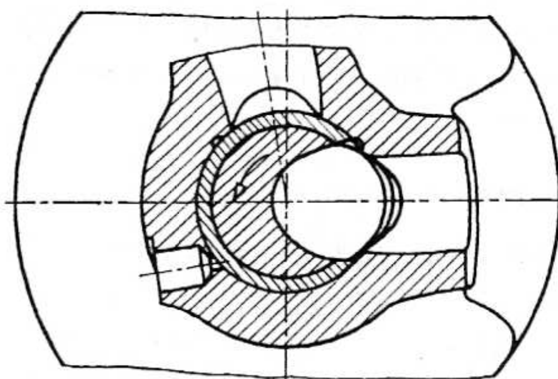
Zaniechany już i od lat nie spotykany w eksploatowanych silnikach rozrząd suwakowy występował w dwóch wersjach: z suwakami o ruchu posuwisto-zwrotnym (rys. 12.1) oraz z suwakiem obrotowym (rys. 12.2).

Rozwiązanie z suwakami napędzanymi specjalnymi korbowodami wprowadzanymi w ruch za pomocą mimośrodowego wału rozrządu było stosowane w silnikach wolnoobrotowych. Zapewniało dosyć dobre napełnienie cylindra świeżym ładunkiem oraz dobre opróżnienie z produktów spalania wobec stosunkowo dużych możliwych do uzyskania czasoprzekrojów odsłanianych przez suwaki okien doloto-



**Rys. 12.1.** Rozrząd z suwakami o ruchu posuwisto-zwrotnym



**Rys. 12.2.** Rozrząd z suwakiem o ruchu obrotowym

wych i wylotowych. Pozwalało także na uzyskanie stosunkowo zwartej komory spalania. Miało jednak wiele wad, które wyeliminowały ten rodzaj rozrządu. Do najważniejszych z nich należą:

— duże siły bezwładności, pochodzące od tulei suwaków oraz korbowodów je napędzających, obciążające wał rozrządu;
— mała sztywność układu tłok — tuleja cylindra;
— duże straty mechaniczne, wynikające z pracy tarcia tulei zewnętrznej o blok cylindrów oraz z pracy tarcia tulei zewnętrznej i wewnętrznej;
— duże straty wynikające z przedmuchów w uszczelnieniu górnej części tulei suwaków.

W konsekwencji silniki z takim rozrządem charakteryzowały się małą sprawnością ogólną oraz małymi prędkościami obrotowymi. Znacznie lepszym rozwiązaniem z punktu widzenia kinematyki i dynamiki ruchu był rozrząd z suwakiem obrotowym. To rozwiązanie w zasadzie nie wprowadzało znacznych obciążeń z tytułu sił bezwładności. Pojawiały się one jedynie w wyniku działania siły odśrodkowej od przesunięcia środka masy suwaka poza oś jego obrotu (ze względu na drążony w tymże suwaku kanał, łączący okno wylotowe i dolotowe z komorą nad tłokiem). Rozwiązanie charakteryzowało się dosyć zwartą komorą spalania. Współpraca tłoka i tulei cylindra była w zasadzie poprawna ze względu na możliwość zapewnienia dużej sztywności tulei. Suwak obrotowy zazwyczaj był napędzany przez wał o konstrukcji zbliżonej do wału królewskiego (para kół zębatych stożkowych, tworząca zazębienie z wałem korbowym, oraz para kół zębatych stożkowych lub walcowych, tworząca zazębienie z suwakiem obrotowym). Tego typu rozwiązanie nie wywoływało sił bezwładności od ruchu posuwisto-zwrotnego, nie stwarzało zatem ograniczeń dla maksymalnych prędkości obrotowych silnika. Również czasoprzekroje szczelin dolotowych i wylotowych można było kształtować dosyć poprawnie z punktu widzenia napełniania i opróżniania cylindra.

Główną wadą tego rozwiązania były trudności w utrzymaniu szczelności obrotowego suwaka w stosunku do stałej części głowicy. W efekcie silnik charakteryzował się przedmuchami spalin do kanału wylotowego oraz po części dolotowego. Przedmuchy do kanału dolotowego wywoływały również zmniejszenie napełnienia cylindra. W efekcie silniki charakteryzowały się małą sprawnością ogólną oraz małą mocą jednostkową.

Oba opisane rozwiązania rozrządu suwakowego zostały wyeliminowane, z powodu braku możliwości zachowania dużej szczelności komory spalania w obrębie ruchomych elementów (suwaków). Trudność ta wynikała z pojawiającego się konfliktu między wymaganym małym luzem między przemieszczającymi się elementami a utrzymaniem małych strat tarcia w tych węzłach o bardzo skomplikowanych kształtach.

### Rozrząd dolnozaworowy

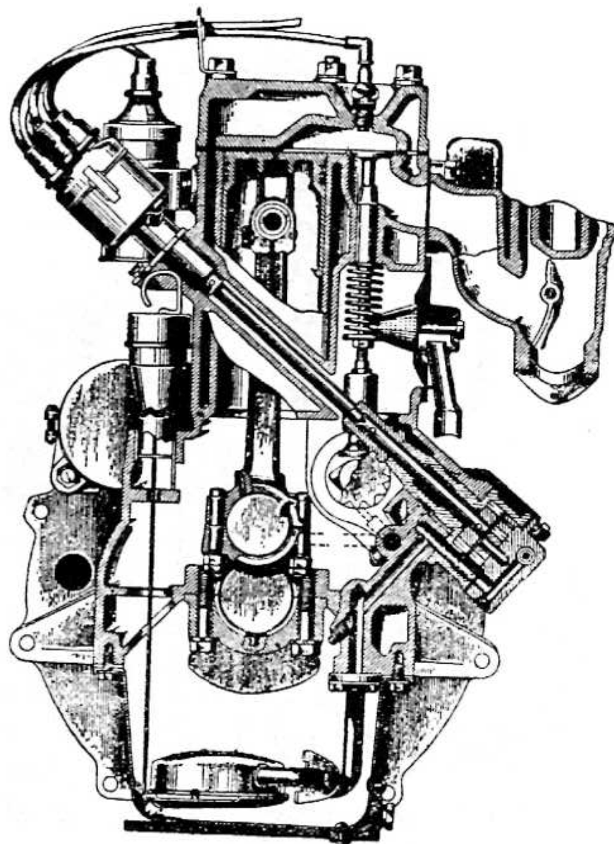
Niemożność zapewnienia szczelności komory spalania w przypadku rozrządu suwakowego została wyeliminowana wraz z zastosowaniem zaworów grzybkowych, współpracujących z gniazdami stożkowymi. Tego typu zawory są stosowane do dziś. Mimo długiej już (ponad stuletniej) historii ich stosowania, nie wprowadzono bar-

dziej skutecznego rozwiązania, natomiast znacznej modyfikacji podlegał napęd zaworów. Prosty i niezawodny był układ dolnozaworowy.

Kanały dolotowe i wylotowe były usytuowane w kadłubie. Również w kadłubie były osadzone prowadnice zaworów dolotowych i wylotowych, ich gniazda oraz napęd (wał rozrządu i popychacze). Występowały układy, w których oba rodzaje zaworów były usytuowane po tej samej stronie cylindrów (rozwiązanie typu L) oraz czasami po obu stronach cylindrów (rozwiązanie typu T). Rozwiązanie typu T wymagało stosowania dwóch wałów rozrządu, rozmieszczonych po obu stronach cylindrów. Powodowało także znaczne rozbudowanie usytuowanej w głowicy komory spalania, która musiała charakteryzować się dużym wymiarem poprzecznym, aby objąć przestrzeń nad otworem cylindra oraz nad zaworami dolotowym i wylotowym. Komora spalania przyjmowała zatem kształt płaski i wydłużony w kierunku poprzecznym. Jak obecnie wiadomo, jest on bardzo niekorzystny ze względu na znaczną powierzchnię odprowadzania ciepła do układu chłodzenia (duże straty chłodzenia, zmniejszenie sprawności cieplnej, a zatem i sprawności ogólnej silnika). Ponadto taki kształt sprzyja spalaniu stukowemu. W czasach, gdy stosowano tego typu rozwiązanie, dodatkowym czynnikiem sprzyjającym spalaniu stukowemu była mała wartość liczby oktanowej paliwa. Pewną pozytywną cechą usytuowania zaworów w układzie T było zachowanie stosunkowo dobrych warunków do usunięcia reszty spalin z komory spalania w fazie przekrycia zaworów (przepływ jednokierunkowy od zaworu dolotowego do wylotowego).

Opisane wyżej niedogodności konstrukcyjne (dwa wały rozrządu, podwójny zatem ich napęd, niekorzystne cechy komory spalania) bardzo szybko wyeliminowały dolnozaworowy układ z zaworami rozmieszczonymi po obu stronach cylindrów.

Rozwiązanie typu L (rys. 12.3) długo cieszyło się powodzeniem. Było chętnie stosowane mimo wad typowych dla rozrządu dolnozaworowego. Ponadto jego wadą było niekorzystne ukształtowanie kanałów dolotowych i wylotowych, co w powiązaniu z kształtem komory spalania powodowało duże straty przepływu czynnika w fazie dolotu i wylotu, a także stwarzało niekorzystne warunki do usunięcia reszty spalin w fazie współotwarcia (przekrycia) zaworów. W rozwiązaniu tym średnica zaworów była także ograniczona ze względu na konieczność rozbudowywania wymiaru poprzecznego kadłuba głowicy i w efekcie także płaskiej komory spalania. Wywoływało to także zwiększenie oporów przepływu czyn-



**Rys. 12.3.** Przekrój silnika Willys Jeep z rozrządem dolnozaworowym [52]

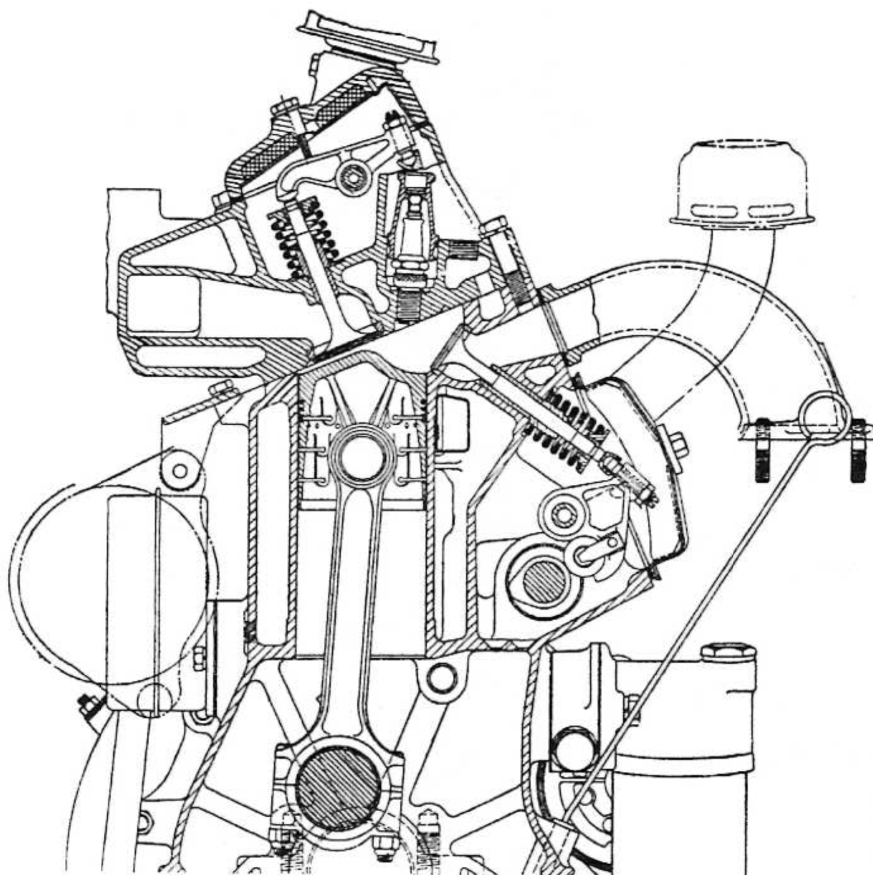
nika, pogorszenie napełnienia i opróżnienia cylindra. W efekcie silniki z takim układem rozrządu charakteryzowały się raczej umiarkowanymi wartościami wskaźników mocy jednostkowej oraz sprawności ogólnej. Jednakże silniki dolnozaworowe, mało obciążone cieplnie i mechanicznie, były konstrukcjami trwałymi i niezawodnymi.

Na trwałość i niezawodność miała również wpływ prosta i niezawodna konstrukcja napędu zaworów. Umieszczony stosunkowo blisko wału korbowego wał rozrządu był napędzany parą kół zębatych, co stanowiło doskonałe rozwiązanie. Krzywki wału rozrządu współpracowały bezpośrednio z popychaczami i dalej trzonkami zaworów. Elementy biorące udział w ruchu posuwisto-zwrotnym zostały ograniczone do minimum. W efekcie obciążenia od sił bezwładności pochodzących od tych elementów były nieduże. Regulacja luzów zaworów (wówczas obowiązkowa po określonym przebiegu silnika) była czynnością dosyć prostą, ze względu na łatwy dostęp do śrub regulacyjnych, umieszczonych w popychaczach po odkręceniu pokrywy rozrządu, znajdującej się w bocznej ścianie bloku cylindrów (rys. 12.3, prawa strona przekroju poprzecznego silnika).

Warto zwrócić uwagę na fakt, że bezpośrednia współpraca wału rozrządu i zaworów jest obecnie dominująca. Przeniesiono ją jedynie z kadłuba do głowicy i „obrócono" o 180°, tworząc nowoczesny układ górnozaworowy.

## Rozrząd mieszany

Opisane wyżej negatywne cechy układu dolnozaworowego próbowano wyeliminować wprowadzając układ „mieszany" rozrządu, charakteryzujący się umieszczaniem zaworów wylotowych w kadłubie, dolotowych zaś — w głowicy (rys. 12.4).



**Rys. 12.4.** Rozrząd mieszany na przykładzie silnika firmy ROVER [52]

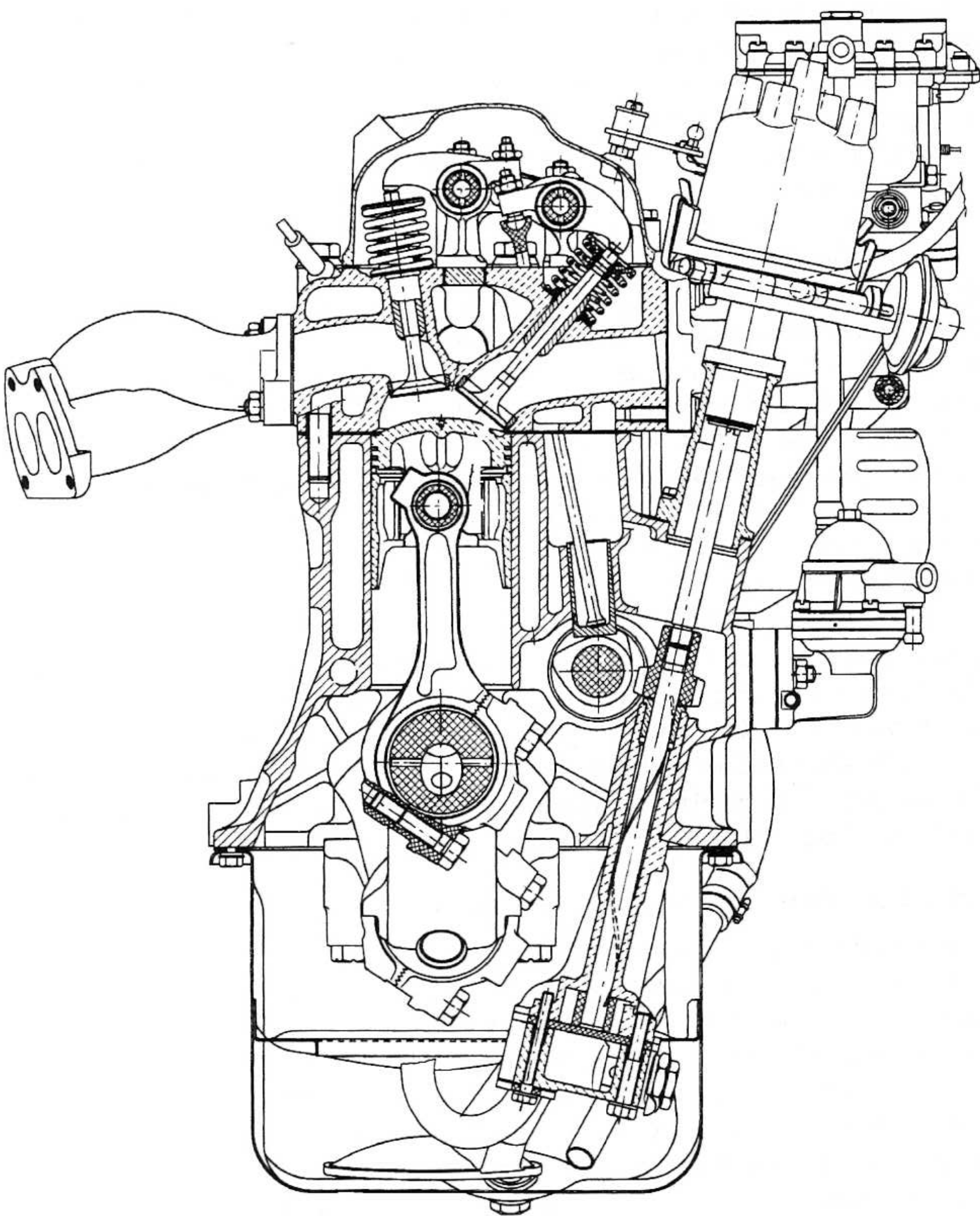
Komora spalania charakteryzowała się już kształtem stosunkowo zwartym, o korzystniejszym stosunku pola powierzchni do objętości (wskaźnik decydujący o stratach chłodzenia). Średnice zaworów nie były znacząco ograniczone, gdyż nie wpływały wyraźnie na zwiększenie wymiarów kadłuba i głowicy. Cylinder był napełniany i opróżniany bez znaczących strat przepływu, gdyż kierunki przepływów nie ulegały istotnym zmianom.

Wreszcie opróżnienie komory spalania z resztek spalin w fazie przekrycia zaworów było także efektywne. Próbowano również wykorzystać efekt poprawy napełnienia dzięki doładowaniu dynamicznemu (uwzględniając efekt drgania słupa czynnika w kanale dolotowym). Napęd zaworów pochodził od wału rozrządu umieszczonego w kadłubie. To rozwiązanie wynikało z powiązania wału rozrządu i wału korbowego silnika, często jeszcze realizowanego za pomocą pary kół zębatych.

Zróżnicowanie usytuowania zaworów prowadziło do komplikacji ich napędu od wału rozrządu. Stosunkowo prosty mechanizm wprawiał w ruch zawór umieszczony w bloku cylindrów. Często krzywki bezpośrednio lub za pośrednictwem prostych dźwigni współpracowały z popychaczem osadzonym na trzonku zaworu. Napęd zaworu umieszczonego w głowicy wymagał już zastosowania drążków popychaczy i dźwigni zaworów osadzonych w głowicy. Ta komplikacja mechanizmu napędu była jedną z przyczyn, dla której opisywany układ nie był powszechnie stosowany. Pojawiła się też niekorzystna cecha, dotycząca wszystkich układów górnozaworowych z wałem rozrządu umieszczonym w kadłubie. Cechą tą były duże siły bezwładności wynikające z dużej liczby elementów wykonujących ruch posuwisto- i obrotowo-zwrotny w mechanizmie napędu zaworów (chodzi tu o popychacze, długie drążki popychaczy i dźwignie zaworów).

## Rozrząd górnozaworowy z wałem rozrządu w kadłubie

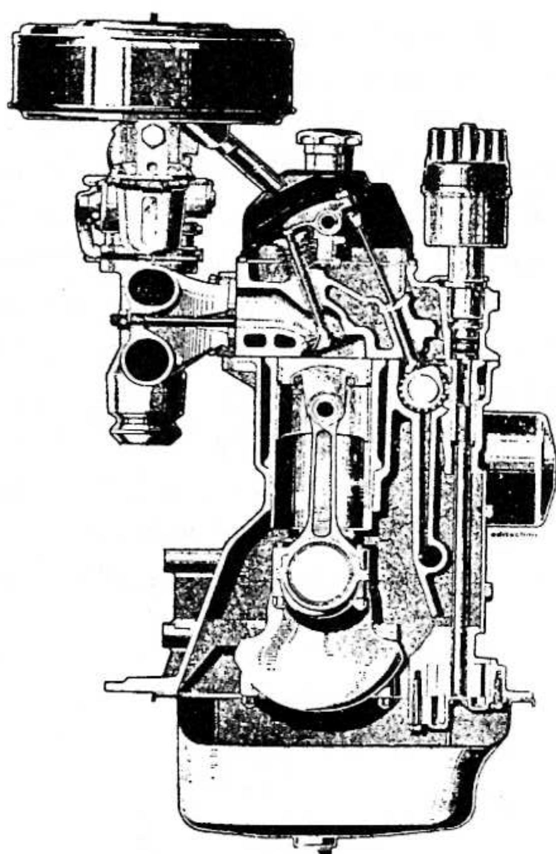
Rozrząd mieszany nie cieszył się zbytnią popularnością. Eliminował wprawdzie po części wady układu dolnozaworowego, lecz z punktu widzenia zwartości komory spalania pozostawiał jeszcze wiele do życzenia. Cechował go także skomplikowany mechanizm napędu zaworów od wału rozrządu. W samochodowych silnikach spalinowych przyjęto zasadę stosowania rozrządu górnozaworowego, w którym oba zawory były umieszczane w głowicy. Komplikowało to konstrukcję głowicy, która musiała zawierać kanały dolotowe i wylotowe, przestrzenie chłodzące w przypadku chłodzenia cieczą, gniazdo na wprowadzenie świecy zapłonowej lub wtryskiwacza oraz miejsce na przeprowadzenie mechanizmów napędu zaworów. Takie usytuowanie zaworów pozwalało jednak na uzyskanie zwartej komory spalania, korzystnej ze względu na przebieg spalania, ograniczenie strumienia ciepła do układu chłodzenia, dobre napełnienie i opróżnienie cylindra, a także umożliwiało zwiększenie liczby zaworów przypadających na jeden cylinder. Przez wiele lat wał rozrządu był umieszczany w kadłubie. To rozwiązanie wynikało głównie z prostoty jego napędu od wału korbowego silnika. Pozostawiono zatem tradycyjny napęd za pomocą kół zębatych lub krótkiego łańcucha zębatego (w późniejszych rozwiązaniach krótkiego zębatego paska rozrządu) sprawdzony w konstrukcjach dolnozaworowych. Charakterystyczne rozwiązania układów górnozaworowych rozrządu z wałem umieszczonym w kadłubie przedstawiono na rysunkach 12.5 do 12.8.



**Rys. 12.5.** Rozrząd górnozaworowy z wałem rozrządu w kadłubie, w pobliżu wału korbowego (silnik rzędowy samochodu FIAT 125p)

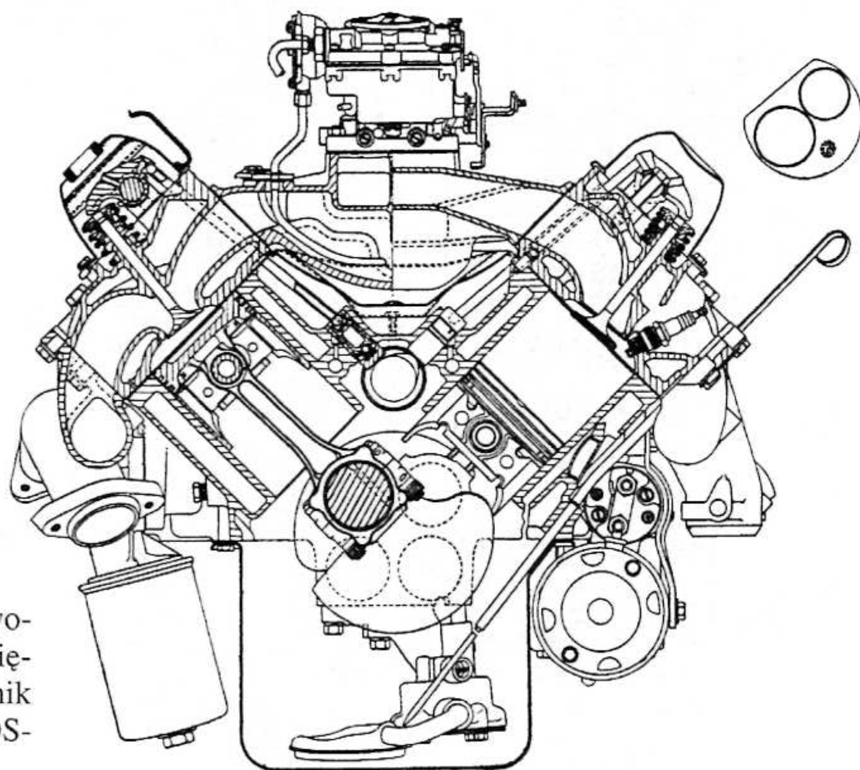
Wszystkie przedstawione konstrukcje charakteryzowała jedna cecha wspólna: wał rozrządu umieszczony tradycyjnie w kadłubie mógł przekazywać napęd na trzonki zaworów za pośrednictwem skomplikowanego mechanizmu, w którego skład wchodziły popychacze, drążki popychaczy i dźwignie zaworów. Ten układ mas wprowadzał duże obciążenia siłami bezwładności. W tym względzie układ był mniej korzystny niż układ dolnozaworowy. Występujące siły bezwładności, zwiększające się wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej silnika, stawały się główną przyczyną

ograniczenia jej wartości maksymalnej, a zatem ograniczenia mocy silnika. Ograniczenie prędkości obrotowej wynikało nie tylko z nadmiernych obciążeń dynamicznych, ale także z pojawiającego się odrywania popychaczy od krzywki w czasie występowania przyspieszeń ujemnych, a więc w fazie zamykania zaworu. Prowadziło to do utraty kontroli nad założonymi konstrukcyjnie fazami rozrządu, a w skrajnych przypadkach do kolizji zaworu z tłokiem. Jednym ze sposobów zapobieżenia wystąpieniu opisanej sytuacji było stosowanie sprężyn zaworów o dużej sztywności, lecz to prowadziło oczywiście do zwiększenia obciążeń mechanicznych. Takie rozwiązanie dotyczyło raczej silników wyczynowych, w których zagadnienia trwałości były stawiane na drugim planie, za wysokimi krótkotrwałymi osiągami.



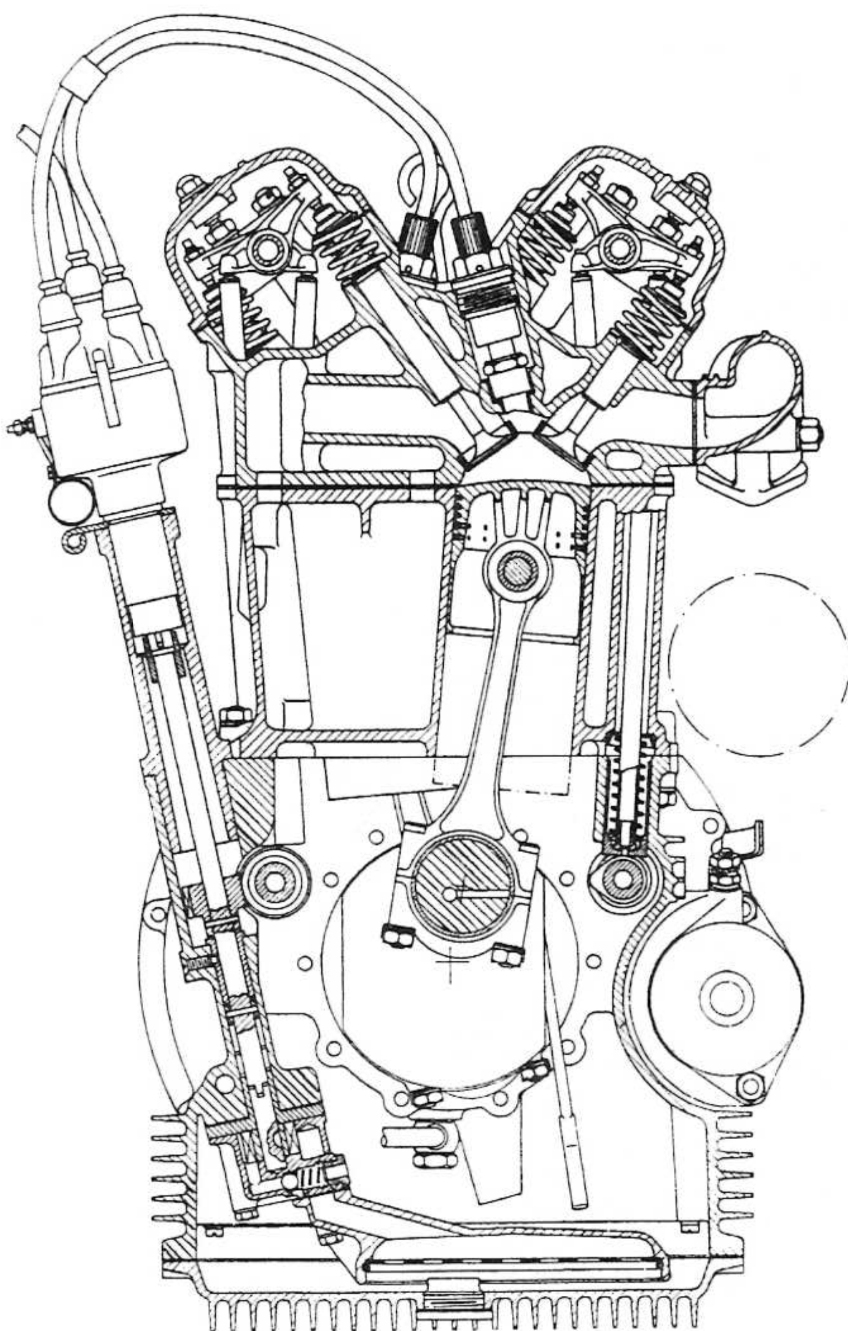
**Rys. 12.6.** Rozrząd górnozaworowy z wałem rozrządu w okolicach górnej płyty kadłuba (silnik rzędowy samochodu RENAULT 16) [52]

Charakterystyczne usytuowanie zespołów tradycyjnie skonstruowanego silnika rzędowego tuż przed II wojną światową i w pierwszych dziesięcioleciach powojennych przedstawiono na rys. 12.5. Na rysunku 12.6 pokazano rozmieszczenie zespołów w rzędowym silniku, w którym wał rozrządu umieszczono blisko górnej płyty kadłuba. Pozwoliło to na zmniejszenie masy drążka popychacza (skrócenie tego



**Rys. 12.7.** Rozrząd górnozaworowy z wałem rozrządu pomiędzy rzędami cylindrów (silnik widlasty samochodu OLDSMOBILE) [52]

elementu) oraz większe pochylenie zaworów, zastosowanie zwartej klinowej komory spalania, umożliwiającej wprowadzenie zaworów o stosunkowo dużej średnicy grzybków. Poprawiło się zatem napełnienie i opróżnienie komory spalania. Mniejsze masy elementów biorących udział w ruchu posuwisto-zwrotnym pozwalały na zwiększenie maksymalnych prędkości obrotowych. Podobnymi cechami charakteryzował się silnik widlasty z wałem rozrządu umieszczonym między rzędami cylindrów, przedstawiony na rys. 12.7. Takie umieszczenie wału rozrządu było bardzo często spotykane zarówno ze względu na opisane w miarę korzystne cechy wynikające z obciążeń siłami bezwładności układu, jak też z punktu widzenia napędu wału rozrządu oraz ogólnego zwartego rozmieszczenia zespołów silnika. Odsunięcie wału rozrządu od wału korbowego w obu omawianych wyżej przypadkach pociągało za sobą pewną komplikację napędu wału rozrządu. Wprowadzano dodatkowe pośrednie koła zębate lub coraz częściej łańcuch rozrządu, który charakteryzował się cechami ujemnymi, m.in. zmianą długości (wy-

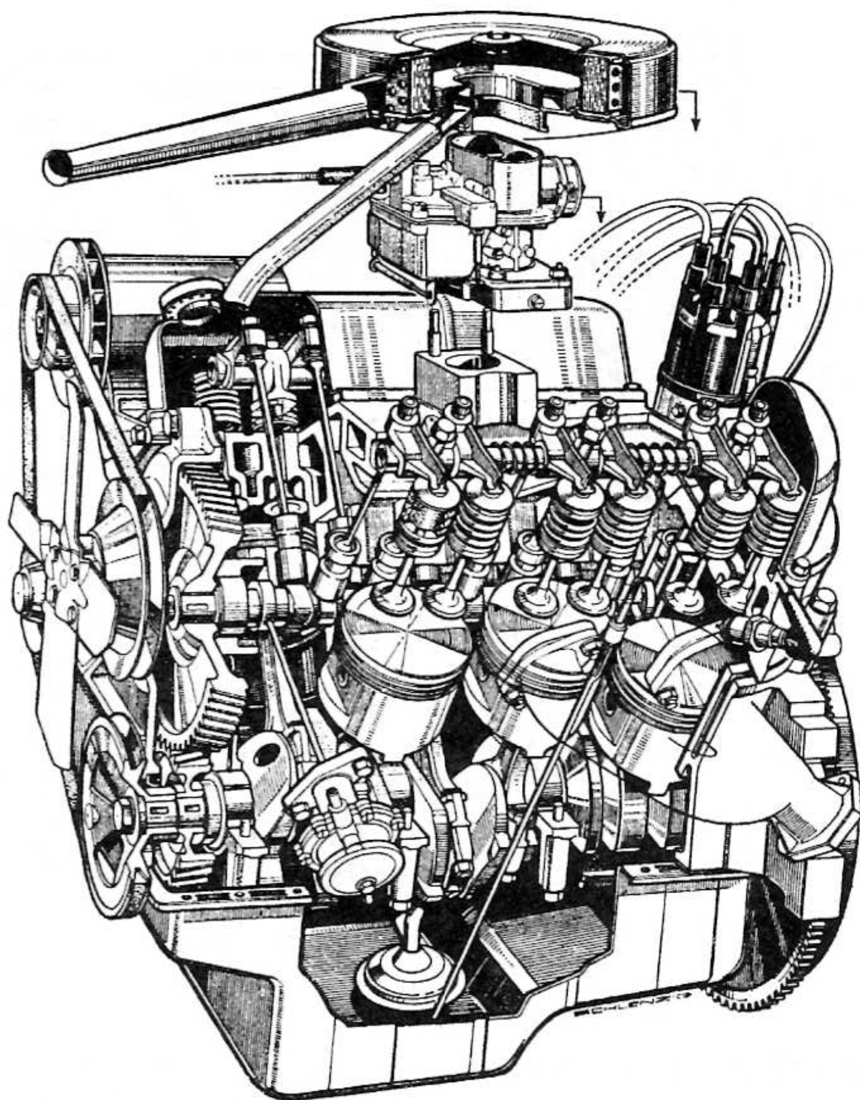


**Rys. 12.8.** Rozrząd górnozaworowy o małym kącie odchylenia płaszczyzny osi cylindrów, z dwoma wałami rozrządu umieszczonymi po obu stronach kadłuba (silnik widlasty samochodu LANCIA) [52]

dłużaniem się) wraz z czasem eksploatacji, powodowaniem hałasu, koniecznością stosowania specjalnych rozwiązań napinaczy.

Ciekawe, ale bardzo skomplikowane rozwiązanie przedstawiono na rys. 12.8. Wobec braku miejsca między rzędami cylindrów silnika widlastego o małym kącie rozwidlenia cylindrów zastosowano dwa wały rozrządu, po obu stronach kadłuba. W celu uniknięcia omawianego wcześniej negatywnego zjawiska odrywania się popychaczy od krzywek, zastosowano dodatkowe sprężyny, wspomagające powrót popychaczy podczas zamykania zaworów. Sprężyny osadzono wewnątrz popychaczy. Takie ich umieszczenie nie wpływało na dodatkowe obciążenie mechaniczne drążków popychaczy i dźwigni zaworów, a jednocześnie skutecznie poprawiało warunki współpracy popychacza i krzywki, bez oderwań w fazie zamykania zaworów (w fazie „zejścia'' z krzywki). Zastosowanie dwóch wałów rozrządu po obu stronach kadłuba prowadziło jednak do rozbudowania ich napędu.

W omawianych układach dolno- i górnozaworowych czy też mieszanych wał rozrządu znajdujący się w kadłubie był napędzany w podobny sposób. Jeśli był on umieszczony stosunkowo blisko wału korbowego lub też zabudowa zespołów silnika na to pozwalała, stosowano przekładnię składającą się z dwóch kół zębatych, najczęściej walcowych o zębach skośnych. Przekładnia charakteryzowała się cichobieżnością i dużą trwałością. Rozwiązanie było z powodzeniem stosowane w silnikach

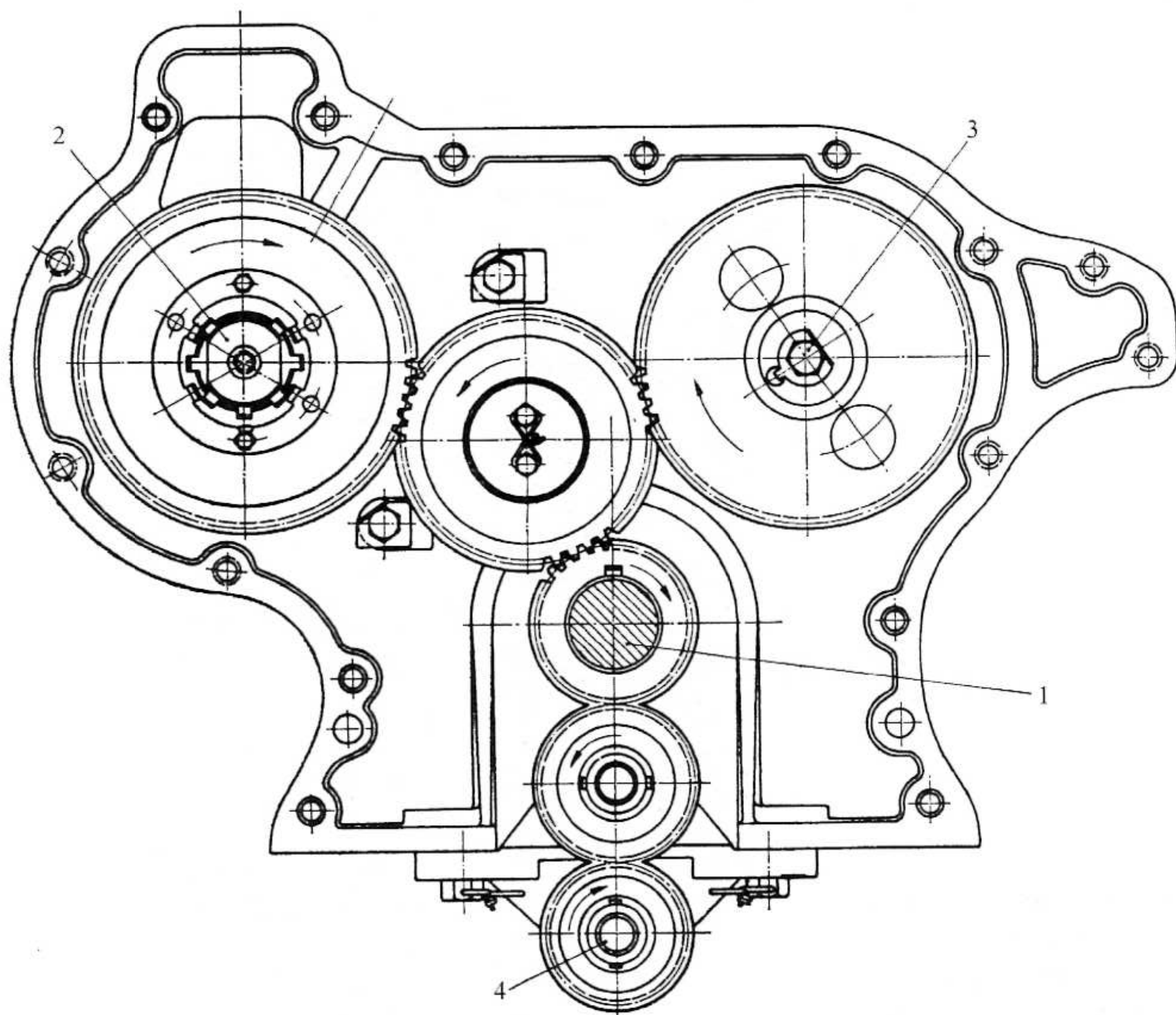


**Rys. 12.9.** Przekrój anatomiczny silnika widlastego, górnozaworowego, z wałem rozrządu napędzanym parą kół zębatych, umieszczonym w kadłubie (FORD 2OM) [52]

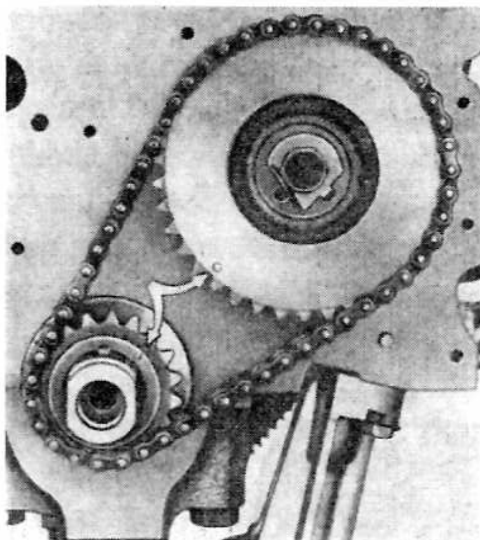
dolnozaworowych, ale także w górnozaworowych silnikach widlastych, gdzie mimo dosyć znacznej odległości między osiami czopów głównych wału korbowego i wału rozrządu można było zastosować jedynie dwa koła zębate, o stosunkowo dużych średnicach, gdyż górna część kadłuba silnika i tak charakteryzowała się znacznym wymiarem poprzecznym ze względu na widlasty układ cylindrów (rys. 12.9).

W innych konstrukcjach, w których odległości między osiami czopów głównych wału korbowego i wału rozrządu były znaczne, a np. pompa paliwa silnika ZS także wymagała napędu zsynchronizowanego z położeniem wału korbowego, układ kół zębatych stawał się bardziej rozbudowany. Pojawiały się koła pośrednie, które umożliwiały przeniesienie napędu z zachowaniem umiarkowanych średnic, co w konsekwencji pozwalało na realizację napędu wału rozrządu (i innych mechanizmów) bez zbędnego rozbudowywania poprzecznych wymiarów przedniej ściany kadłuba (rys. 12.10).

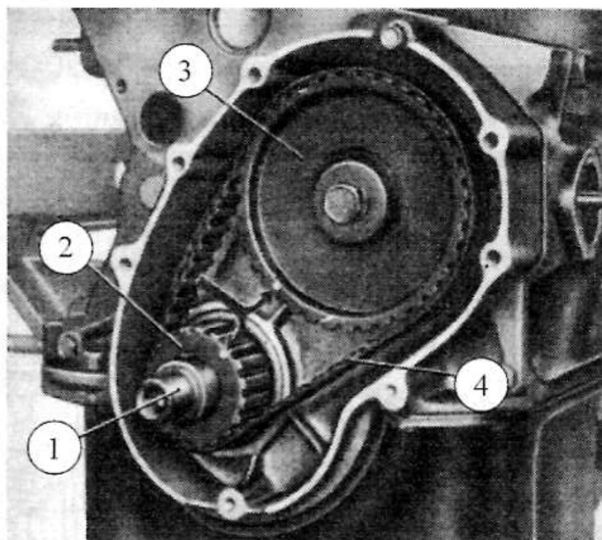
Usytuowanie wału rozrządu bliżej górnej płyty kadłuba (ze względów wcześniej opisanych), szczególnie w silnikach ZI, w których konieczność synchronizacji z położeniem wału korbowego dotyczyła jedynie wału rozrządu, wyeliminowało w zasadzie rozwiązanie z zazębionymi kołami walcowymi. Wprowadzono przekładnie




**Rys. 12.10.** Układ kół zębatych napędu wału rozrządu i innych elementów silnika ZS [42]
*1* — wał korbowy, *2* — wał rozrządu, *3* — wał pompy wtryskowej, *4* — wał pompy oleju



**Rys. 12.11.** Łańcuchowy napęd wału rozrządu w silniku samochodu FIAT 125p



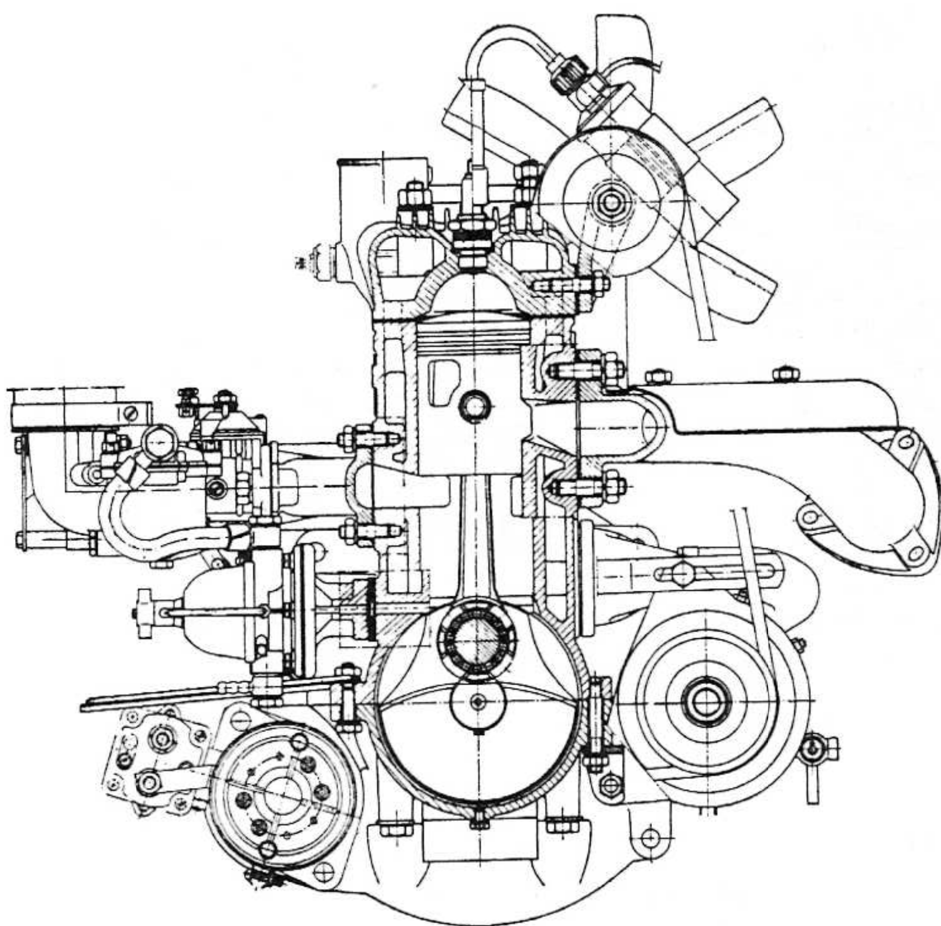

**Rys. 12.12.** Napęd wału rozrządu za pomocą paska zębatego (silnik samochodu POLONEZ 1600) [39]

*1* — wał korbowy, *2* — koło zębate napędzające, *3* — koło zębate napędzane, *4* — pasek zębaty

łańcuchowe, które były lżejsze oraz zajmowały mniej miejsca w przedniej ścianie kadłuba. Przykładem był napęd łańcuchem dwurzędowym stosowany w silniku samochodu FIAT 125p (rys. 12.11). Rozwiązanie takie wymagało stosunkowo częstej wymiany pary kół zębatych i łańcucha, głównie ze względu na wydłużanie się łańcucha w czasie eksploatacji. Układ ten, pozbawiony w zasadzie napinacza (pewną pozytywną rolę w tym względzie odgrywał gumowy pierścień wyciszający pracę przekładni, osadzony na małym kole między dwoma rzędami zębów), charakteryzował się głośną pracą już po niezbyt dużym przebiegu. Tę niedogodność wyeliminowano stosując w kolejnych wersjach silnika pasek zębaty (rys. 12.12). Omawiane rozwiązanie dotyczyło raczej silników ZI samochodów osobowych, w których pobór mocy tylko przez jeden napędzany zespół (wał rozrządu) był stosunkowo nieduży.

### 12.2.2. Układy rozrządu silników dwusuwowych

Jak już wspomniano, silnik dwusuwowy do napędu samochodów był budowany w wersji o zapłonie iskrowym, z przepłukaniem przez skrzynię korbową. Rozrząd w tym silniku był sterowany współpracą tłoka, szczelin dolotowych i wylotowych oraz kanałem przepłukującym, łączącym skrzynię korbową z przestrzenią nad tłokiem. Ten prosty w konstrukcji silnik był stosowany do motocykli oraz małych popularnych samochodów osobowych (rys. 12.13). Idea realizacji poszczególnych faz napełnienia i opróżnienia cylindra sprowadzała się do wykorzystania podciśnienia powstającego w skrzyni korbowej podczas suwu tłoka ku górze (w czasie sprężania ładunku nad tłokiem), w celu zassania świeżego ładunku z zewnątrz silnika. Ładunkiem tym była mieszanka paliwowo-powietrzna z dodatkiem oleju do smarowania łożysk tocznych wału korbowego oraz gładzi i tłoka, a także łożyska igiełkowego w główce korbowodu. Proces zasysania do skrzyni korbowej rozpoczynał się w momencie, gdy dolna krawędź płaszcza tłoka odsłoniła szczeliny dolotowe (patrz rys. 12.13).



**Rys. 12.13.** Przekrój poprzeczny dwusuwowego silnika S31 ZI samochodu SYRENA, z przepłukaniem przez skrzynię korbową

Podciśnienie w skrzyni korbowej wywoływało napływ ładunku przez otwarte okna dolotowe połączone z kolektorem dolotowym (okna widoczne na rysunku pod dolną krawędzią płaszcza tłoka). W suwie tłoka ku dołowi (w czasie spalania i rozprężania) następuje wstępne sprężanie mieszanki palnej w skrzyni korbowej po zasłonięciu okien dolotowych przez dolną część płaszcza tłoka. Pod koniec suwu rozprężania górna krawędź tłoka odsłania szczeliny wylotowe cylindra. Rozpoczyna się proces wylotu spalin. W wyniku dalszego przemieszczenia tłoka ku DMP (któremu to ruchowi towarzyszy dalsze sprężanie ładunku w skrzyni korbowej) otwór w płaszczu tłoka (na rysunku w lewej górnej części płaszcza) odsłania kanał przepłukujący. Jednocześnie górna krawędź tłoka odsłania szczeliny dolotowe do cylindra. W ten sposób zostaje uruchomiony przepływ sprężonej wstępnie mieszanki ze skrzyni korbowej do cylindra. Szczelina wylotowa (związana z kolektorem wylotowym — prawa strona rysunku) jest otwarta. Następuje właściwy proces przepłukania cylindra świeżym napływającym ładunkiem. Niestety, towarzyszy temu procesowi mieszanie świeżego ładunku ze spalinami. W wyniku ruchu tłoka ku górze szczeliny dolotowe do cylindra zostają zamknięte przez górną krawędź tłoka. Dalszy ruch tłoka odbywa się przy jeszcze niecałkowicie zamkniętych szczelinach wylotowych w cylindrze. Część ładunku może wypłynąć do kolektora wylotowego. Trzeba tu nadmienić, że krawędzie górne szczelin wylotowych są ułożone wyżej niż szczelin dolotowych do cylindra. Wynika to z konieczności otworzenia drogi dla spalin po cyklu pracy i wyrównania ciśnienia w komorze spalania do ciśnienia otoczenia.

Omówiony cykl pracy silnika wyraźnie obrazuje, że rolę rozrządu przejmuje tłok, szczeliny dolotowe i wylotowe z cylindra oraz okna dolotowe do skrzyni korbowej i okna przepłukujące. Jak widać z powyższego, poprawne napełnienie cylindra, jego opróżnienie oraz zasysanie do skrzyni korbowej i przepłukanie wymaga starannego usytuowania poszczególnych okien i szczelin, doboru kształtu tych otworów (to decyduje o czasoprzekrojach), jak również doboru usytuowania i profilu kanałów w bloku cylindrów. Proces jest bowiem złożony i skomplikowany. Z jednej strony należy dążyć do dobrego usuwania spalin z poprzedniego cyklu, z drugiej zaś zadbać o możliwie małe straty świeżego ładunku do kolektora wylotowego w fazie przepłukania. Te dążenia nie dają się pogodzić.

## 12.3. Współczesne układy rozrządu

### 12.3.1. Uwagi ogólne

Budowane obecnie współczesne, czterosuwowe silniki samochodowe mają rozrząd górnozaworowy. Sposób napędu zaworów (miejsce umieszczenia wału rozrządu) zależy głównie od znamionowych prędkości obrotowych silnika, a zatem w zasadzie od jego przeznaczenia. W szybkoobrotowych silnikach samochodów osobowych i dostawczych, charakteryzujących się prędkościami ok. 4000÷4500 obr/min w przypadku silników ZS i ok. 6000 obr/min w przypadku silników ZI, wał (lub wały) rozrządu jest umieszczony w głowicy (tzw. rozrząd OHC lub DOHC), ze względu na konieczność ograniczenia sił bezwładności pochodzących od ciał biorących udział w ruchu posuwisto- i obrotowo-zwrotnym. Silniki o większych objętościach skokowych, stosowane do samochodów ciężarowych i charakteryzujące się mniejszymi prędkościami obrotowymi, ok. 2000÷2800 obr/min, mają zazwyczaj jeden wał rozrządu umieszczony w pobliżu górnej płyty kadłuba (tzw. rozrząd OHV). Mniejsze prędkości obrotowe wywołują mniejsze obciążenia od sił bezwładności. W konsekwencji takie umiejscowienie wału rozrządu jest możliwe do zaakceptowania.

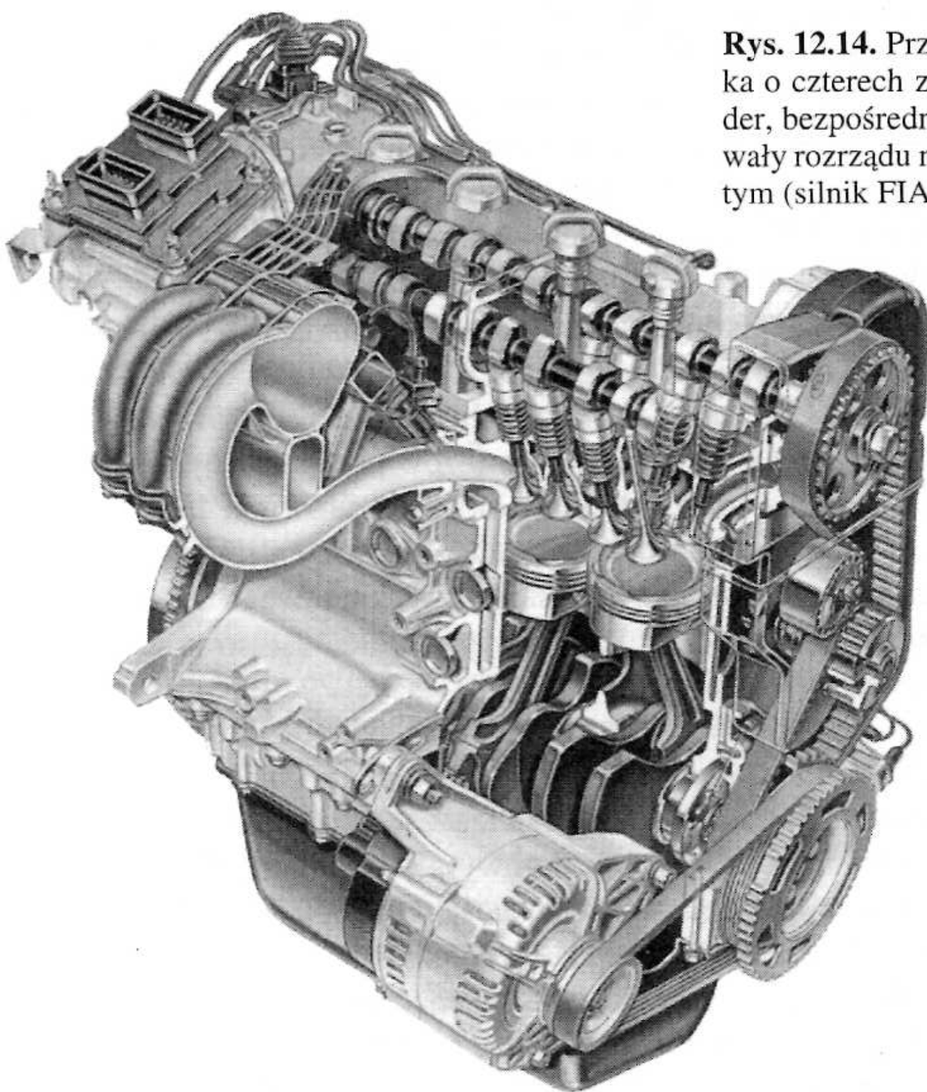
Rozwiązanie napędu zależy także od liczby zaworów przypadających na jeden cylinder. Można ogólnie powiedzieć, że silniki wolnossące zarówno ZI, jak i ZS są wyposażone w cztery zawory na jeden cylinder (dwa dolotowe i dwa wylotowe). Spotykane są także rozwiązania z pięcioma zaworami (trzy dolotowe i dwa wylotowe) lub trzema (dwa dolotowe i jeden wylotowy). Tego typu silniki są stosowane głównie w samochodach osobowych.

Silniki ZS doładowane (stosowane jak już wspomniano w samochodach ciężarowych i dostawczych, ale coraz częściej i w osobowych) mają mniej zaworów — najczęściej dwa (jeden dolotowy i jeden wylotowy), rzadziej cztery (po dwa dolotowe i wylotowe) lub trzy (dwa dolotowe i jeden wylotowy). Stosowanie większej liczby zaworów (głównie dolotowych) wynika z konieczności zmniejszenia oporów przepływu, co prowadzi do polepszenia napełnienia i opróżnienia cylindra. W silniku doładowanym do napełnienia cylindra przyczynia się ciśnienie doładowania i opory przepływu czynnika nie są w tym przypadku bardzo istotne. Również opróżnienie cylindra jest łatwe, szczególnie w silniku ZS, gdzie w fazie współotwarcia zaworów

do przepłukania jest wykorzystywany jedynie ładunek powietrza. Zatem układ rozrządu może być prosty, wyposażony jedynie w jeden zawór dolotowy i jeden zawór wylotowy. Należy jednak podkreślić, że również doładowane silniki ZS są coraz częściej wyposażane w dwa zawory dolotowe do wytworzenia złożonego zawirowania w komorze spalania, w celu poprawienia warunków procesu spalania.

### 12.3.2. Układy rozrządu silników ZI

W znakomitej większości czterosuwowe silniki o zapłonie iskrowym są wykonane w wersji niedoładowanej. Jak już wspomniano, ze względu na polepszenie napełnienia i opróżnienia cylindra są stosowane układy z większą liczbą zaworów na cylinder niż dwa. Są to silniki o znacznej znamionowej prędkości obrotowej. W tego typu silnikach zawory są napędzane bezpośrednio lub za pośrednictwem dźwigni zaworów od dwóch wałów, rzadziej jednego, umieszczonych w głowicy silnika. Wały rozrządu mogą być napędzane za pomocą elastycznego paska zębatego lub łańcucha napinanego hydraulicznie przy użyciu specjalnych ślizgaczy. Po okresie dominacji pasków zębatych coraz więcej firm powraca do napędu łańcuchowego. Wprawdzie napęd przy użyciu elastycznego paska zębatego cechuje cichobieżność pracy, jednak ze względu na bardzo odpowiedzialną rolę, jaką spełnia, zostaje wypierany przez bardziej hałaśliwy lecz niezawodny napęd łańcuchowy. Należy tu przypomnieć, że



**Rys. 12.14.** Przekrój anatomiczny silnika o czterech zaworach na jeden cylinder, bezpośrednio uruchamianych przez wały rozrządu napędzane paskiem zębatym (silnik FIAT FIRE 1,2) [60]

bezpieczny dopuszczalny przebieg paska zębatego w znanych konstrukcjach nie przekracza 100 000 km. Dla napędu łańcuchowego przebieg ten jest 2-, a nawet 3-krotnie większy.

Typowym awaryjnym zużyciem paska zębatego było ścinanie zębów paska współpracujących z małym kołem wału korbowego. Następowało to często w wyniku niewłaściwej eksploatacji pojazdu, np. w wyniku prób uruchamiania silnika w warunkach holowania pojazdu. Bardzo często w efekcie dochodziło do zmiany faz rozrządu i kolizji zaworów z tłokiem, a to pociągało za sobą istotną w skutkach awarię wielu zespołów silnika.

Przykład napędu zaworów bezpośrednio od wałów rozrządu, za pośrednictwem jedynie popychaczy, przedstawiono na rys. 12.14. Na uwagę w tym rozwiązaniu zasługuje fakt, iż napęd z wału korbowego jest przekazywany najpierw do wału zaworów wylotowych, a napęd wału zaworów dolotowych jest przekazywany po drugiej (tylnej) stronie silnika przez przekładnię, umożliwiającą zmianę faz rozrządu.

Podobne rozwiązanie dwuwałowego napędu zaworów uruchamianych za pośrednictwem popychaczy współpracujących bezpośrednio z krzywkami pokazano na rys. 12.15.

Różnica w stosunku do rozwiązania z rys.12.14 polega na zastosowaniu łańcucha zębatego, opasującego w tym przypadku koło zębate obu wałów rozrządu. Zmiana faz rozrządu zaworów dolotowych następuje wskutek zmiany kątowego położenia koła zębatego i wału rozrządu zaworów dolotowych. Na uwagę zasługuje długi element ślizgowy napinający nieobciążoną część łańcucha i wyciszający pracę tego typu przekładni.

W rozwiązaniu przedstawionym na rys. 12.16 na uwagę zasługuje zastąpienie tarcia ślizgowego tarciem tocznym w miejscu współpracy krzywki wału z dźwigniowym popychaczem. Przyczynia się to do zmniejszenia strat w mechanizmie napędu zaworów. Specjalne ułożyskowanie rolki współpracującej z krzywką przy użyciu igiełek zmniejsza nawet o 60% pracę tarcia w stosunku do rozwiązania, w którym krzywka bezpośrednio współpracuje z popychaczem. Jest to ponadto rozwiązanie bardzo trwałe i cichobieżne, dzięki zastosowaniu hydraulicznych mechanizmów kasujących luzy, stanowiących podporę dźwigni usytuowaną po przeciwnej stronie rolki niż zakończenie współpracujące z trzonkiem zaworu.

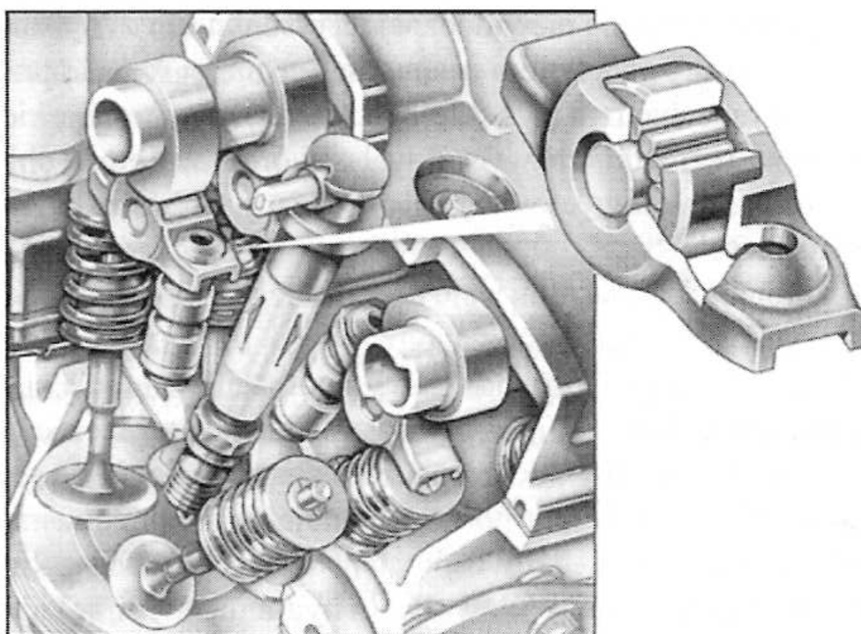
Współczesne układy napędu rozrządu coraz częściej są wyposażone w mechanizmy zmieniające fazy rozrządu w zależności od warunków pracy silnika. Najczęściej dotyczy to zmian chwili otwarcia i zamknięcia zaworów dolotowych w silnikach niedoładowanych. W silnikach tych przy małych prędkościach obrotowych dąży się do wcześniejszego otwarcia (w efekcie i zamknięcia) zaworów dolotowych, co pozwala na lepsze przepłukanie komory spalania w czasie współotwarcia zaworów. Jednocześnie wcześniejsze zamknięcie (bliższe DMP) zaworów dolotowych w początkowej fazie suwu sprężania zapobiega utracie ładunku przez jeszcze otwarty zawór dolotowy, wobec słabo rozwiniętego dynamicznego napływu przy małych prędkościach obrotowych silnika.

Inaczej przebiegają zjawiska przy dużych prędkościach obrotowych silnika. Wówczas dąży się do późniejszego otwierania (a zatem i zamykania) zaworów dolotowych. Skraca się w ten sposób okres współotwarcia zaworów. Dobrze rozwinięty proces dynamicznego wysysania resztek spalin przez układ wylotowy przy

zbyt wczesnym otwarciu zaworu dolotowego powodowałby w tych warunkach utratę części świeżego ładunku do kolektora wylotowego. Towarzyszące temu późniejsze zamknięcie zaworu dolotowego nie będzie skutkować cofaniem świeżego ładunku do kolektora dolotowego, gdyż ciśnienie dynamiczne napływającego czynnika jest na tyle duże, iż przewyższa nieznacznie wzrastające ciśnienie w cylindrze, wynikające z rozpoczętego ruchu tłoka ku górze w suwie sprężania.



**Rys. 12.15.** Przekrój anatomiczny silnika o czterech zaworach na jeden cylinder, bezpośrednio uruchamianych przez wały rozrządu napędzane łańcuchem zębatym (silnik samochodu NISSAN Almera 1,8) [59]

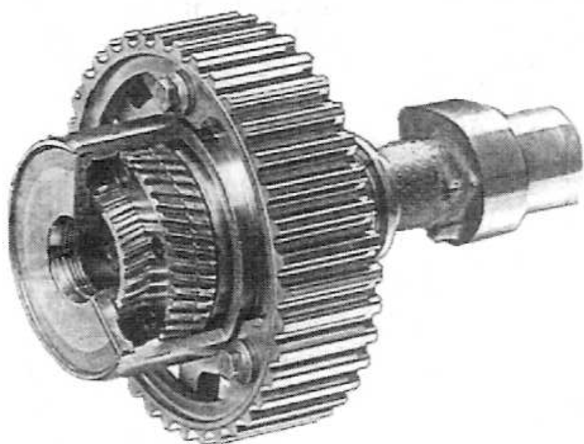


**Rys. 12.16.** Napęd zaworów silnika OPEL Corsa 1.0

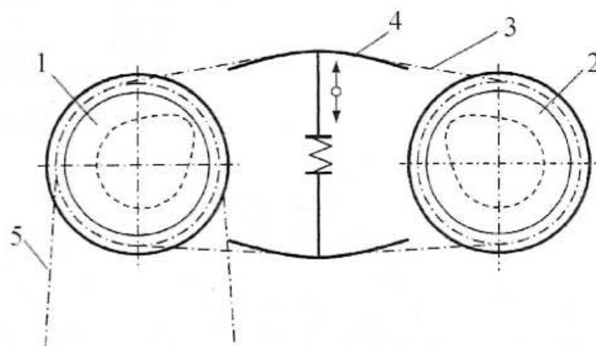
Do zmiany faz rozrządu służą urządzenia mechaniczne, uruchamiane najczęściej siłownikami hydraulicznymi. Czynnikiem roboczym jest olej silnikowy. Stosowane są tu dwa podstawowe mechanizmy.

W rozwiązaniach, w których pasek lub łańcuch rozrządu napędza jednocześnie koła zębate wału rozrządu zaworów dolotowych i wylotowych jest stosowane specjalne sprzęgło z przesuwną tuleją o zewnętrznym i wewnętrznym połączeniu wielowypustowym (rys. 12.17).

Osiowe przemieszczanie tulei wielowypustowej jest możliwe jedynie przy jednoczesnym obrocie w przeciwnych kierunkach koła pasowego (zębatego) i wału rozrządu. Przesuw tulei w kierunku koła zębatego następuje w wyniku napływu oleju silnikowego pod ciśnieniem od strony lewej powierzchni czołowej tulei. Olej jest doprowadzany drążonym otworem w wale rozrządu, najczęściej z łożyska położonego najbliżej koła pasowego, a jego przepływ uruchamia zawór elektromagnetyczny. Powrót tulei w lewo (zmiana faz rozrządu w kierunku przeciwnym) odbywa się pod



**Rys. 12.17.** Zespół sprzęgła zmieniającego wzajemne położenie koła zębatego i wału rozrządu w celu regulacji zmian faz



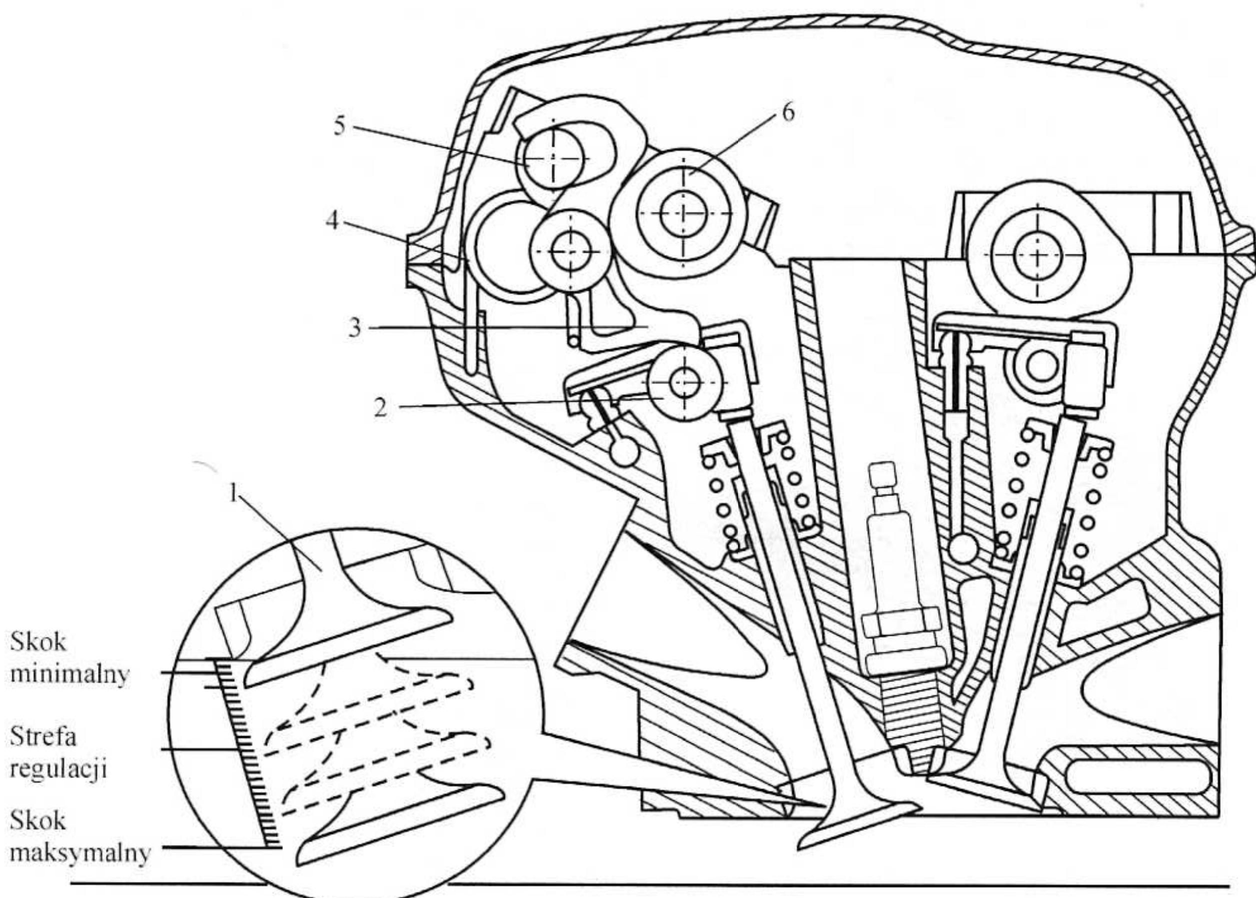

**Rys. 12.18.** Zmiana faz rozrządu przez zmianę kształtu toru łańcucha napędzającego
*1* — koło zębate wału rozrządu zaworów wylotowych, *2* — koło zębate wału rozrządu zaworów dolotowych, *3* — łańcuch napędzający wał rozrządu *2*, *4* — przesuwny ślizgacz zmieniający kształt toru łańcucha, *5* — łańcuch napędzający wał *1*.

wpływem działania niewidocznej na rysunku sprężyny, znajdującej się między tuleją wielowypustową a kołem pasowym, ściśniętej w fazie przesuwania tulei w prawo.

Inny mechanizm (rys. 12.18) jest stosowany wtedy, kiedy łańcuch napędza jeden z wałów rozrządu (zazwyczaj wał zaworów wylotowych), a drugi wał — wówczas zaworów dolotowych — jest napędzany krótkim łańcuchem od wału zaworów wylotowych.

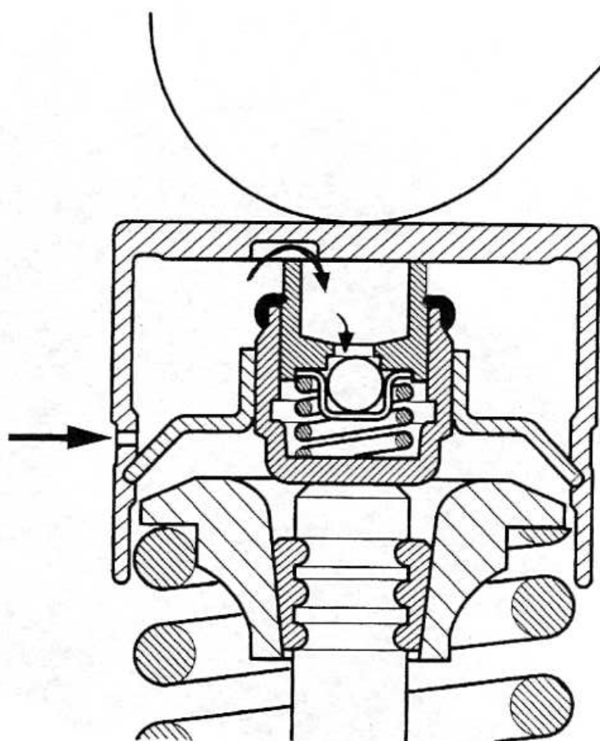
Zmiana faz rozrządu wału napędzanego krótkim łańcuchem łączącym odbywa się w wyniku przemieszczenia pionowego rozpieraka podtrzymującego wewnętrzne płetwy ślizgaczy łańcucha, którego położenie zmienia się od takiego, w którym np. dolna część łańcucha jest równoległa do prostej łączącej osie wałów rozrządu, do innego, w którym część górna staje się równoległa do tej osi, dolna zaś przyjmuje kształt wypukły. W ten sposób dokonuje się zróżnicowanie położenia kątowego wału napędzanego względem wału napędzającego. Ten prosty mechanizm jest także najczęściej napędzany siłownikiem hydraulicznym, w którym czynnikiem roboczym jest olej silnikowy.

Pojawiają się także rozwiązania mechaniczne, w których oprócz zmian faz rozrządu jest możliwa bezstopniowa regulacja skoku zaworów (rys. 12.19). Przeniesienie ruchu z wału rozrządu *6* na dźwignię zaworu *2* odbywa się za pomocą dźwigni pośredniej *3*. Jej położenie (długości ramion) jest zmieniane przez zmianę położenia punktu oparcia dźwigni o mimośrodowy wałek sterujący *5*, którego obrót zapewnia krokowy silnik elektryczny. Powodowana w ten sposób zmiana położenia dźwigni *3* wpływa na zmianę czynnego skoku zaworu *1*. Ciągłe kasowanie luzów między dźwignią pośrednią *3*, mimośrodem *5*, krzywką wału rozrządu *6* oraz dźwig-




**Rys. 12.19.** Bezstopniowa regulacja skoku zaworu dolotowego (BMW) — opis w tekście

nią zaworu *2* odbywa się w wyniku działania sprężyny napinającej *4*. Na uwagę zasługuje fakt, że przekazywanie ruchu z wału rozrządu na dźwignię pośrednią oraz dalej na dźwignię zaworu odbywa się za pośrednictwem ułożyskowanych rolek, co wpływa na zmniejszenie strat tarcia.



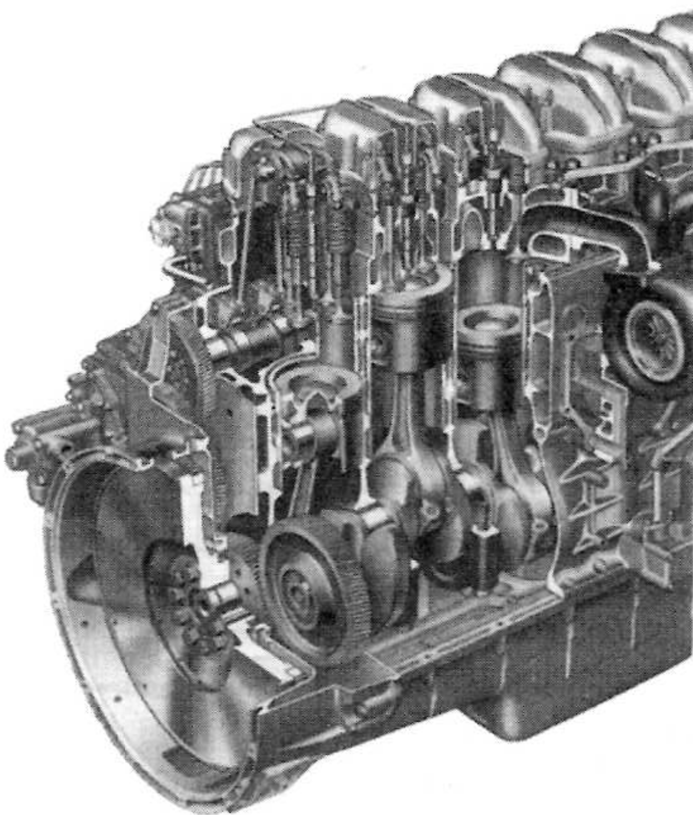
**Rys. 12.20.** Hydrauliczny zespół kasowania luzu zaworu zabudowany w popychaczu współpracującym z krzywką i trzonkiem zaworu [44]

Ważnym elementem znajdującym zastosowanie w mechanizmie napędu zaworów są tzw. popychacze hydrauliczne. Jest to zazwyczaj zespół współpracujących ze sobą tłoczka i cylinderka z odpowiednio usytuowanym zaworem zwrotnym. Służy do ciągłego kompensowania zmieniającego się wraz ze zmianami temperatur luzu w łańcuchu wymiarowym, jaki tworzą podstawowe elementy układu napędu zaworów oraz głowicy (a także kadłuba, gdy wał rozrządu jest w nim ułożyskowany). Ten hydrauliczny element bierze udział w przekazywaniu napędu. Oprócz wspomnianego kompensowania zmiennego luzu w mechanizmie napędu zaworów jest jednocześnie swojego rodzaju amortyzatorem zmniejszającym obciążenia dynamiczne w układzie ich napędu. Przeniesienie bowiem ruchu od krzywek wału rozrządu do trzonka zaworu odbywa się za pośrednictwem „poduszki'' olejowej o pewnej podatności, wynikającej z niewielkich przepływów zwrotnych z komory pod kulowym zaworem zwrotnym w fazie uruchomienia zaworu (tj. w fazie zamykania zaworu kulowego). Ten hydrauliczny element kasujący luzy zaworów może być zabudowany między popychaczem a drążkiem popychacza w układzie, w którym wał rozrządu jest ułożyskowany w kadłubie lub między popychaczem a trzonkiem zaworu, jeśli wał rozrządu bezpośrednio napędza popychacz i zawór (rys. 12.20).

Czasem jego rolę pełni podpora dźwigni zaworu, gdy wał rozrządu uruchamia zawory przez dźwignię jednostronną. Istota działania polega na wykorzystaniu oleju silnikowego, który wypełnia przestrzeń roboczą między tłoczkiem a cylindrem, pokonując zawór kulowy zgodnie ze strzałkami na rys. 12.20, gdy zawór jest zamknięty. W czasie otwierania zaworu „poduszka'' olejowa między tłoczkiem a cylindrem kasuje skutecznie luz w łańcuchu wymiarowym. Olej napływa pod działaniem ciśnienia wytwarzanego przez pompę układu smarowania silnika.

### 12.3.3. Układy rozrządu silników ZS

Rozwiązanie napędu rozrządu zależy bardzo istotnie od wartości znamionowej prędkości obrotowej silnika. Silniki przeznaczone do napędu samochodów ciężarowych i autobusów charakteryzują się umiarkowanymi wartościami tych prędkości

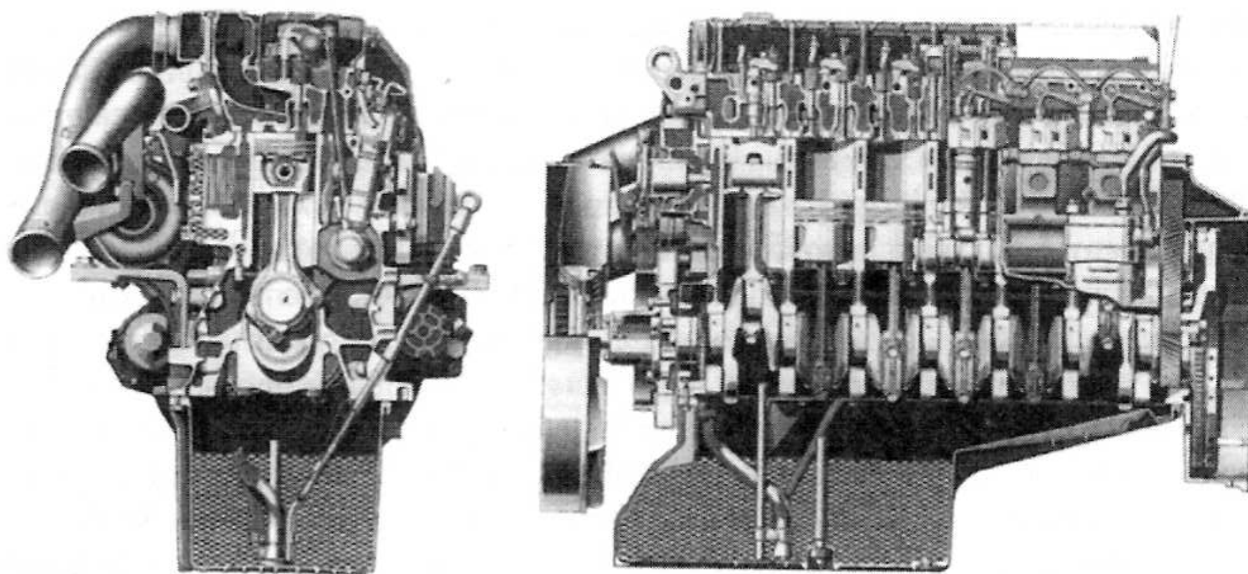


**Rys. 12.21.** Anatomiczny przekrój silnika ZS samochodu ciężarowego SCANIA (wał rozrządu w kadłubie, napędzany za pośrednictwem walcowych kół zębatych) [54]

i z reguły nie przekraczają 2 500÷2 800 obr/min. Ograniczenia te wynikają m.in. z obciążeń mechanicznych układu tłokowo-korbowego siłami bezwładności. Trzeba tu dodać, że są to obecnie silniki doładowane przy użyciu zespołu turbiny i sprężarki. Z reguły zatem w tych rozwiązaniach są stosowane dwa zawory na jeden cylinder, gdyż proces napełnienia i przepłukania jest wymuszany działaniem sprężarki. Wobec niezbyt dużych prędkości obrotowych silnika i obciążenia napędu rozrządu, stosunkowo prostego wobec dwóch zaworów na cylinder, konstruktorzy decydują się na ułożyskowanie wału rozrządu w górnej części kadłuba i klasyczne przeniesienie napędu z krzywki współpracującej z popychaczem za pośrednictwem drążka popychacza i dźwigni na zawory. Takie rozwiązanie (rys. 12.21) jest podyktowane także chęcią uzyskania niezawodnego i trwałego napędu wału rozrządu od wału korbowego silnika. Zazwyczaj są stosowane walcowe koła zębate o zębach skośnych. Wobec wspomnianego usytuowania wału w pobliżu górnej płyty kadłuba, między kołami zębatymi wału korbowego i wału rozrządu znajduje się koło pośrednie.

Niektóre firmy, np. Mercedes, wykorzystują tak usytuowany wał rozrządu do napędu indywidualnych pomp wtryskowych. Istnieje bowiem możliwość osadzenia krzywki napędu popychacza pompy między krzywką sterującą zaworem dolotowym a krzywką sterującą zaworem wylotowym. Aby dobrze osadzić sekcje indywidualne pomp wtryskowych, wał rozrządu umieszcza się stosunkowo nisko. Poprawia to z kolei warunki jego napędu od wału korbowego, który jest realizowany parą kół zębatych (rys. 12.22). Zachowany został również klasyczny rozrząd dwuzaworowy, napędzany przy użyciu popychaczy, drążków i dźwigni.

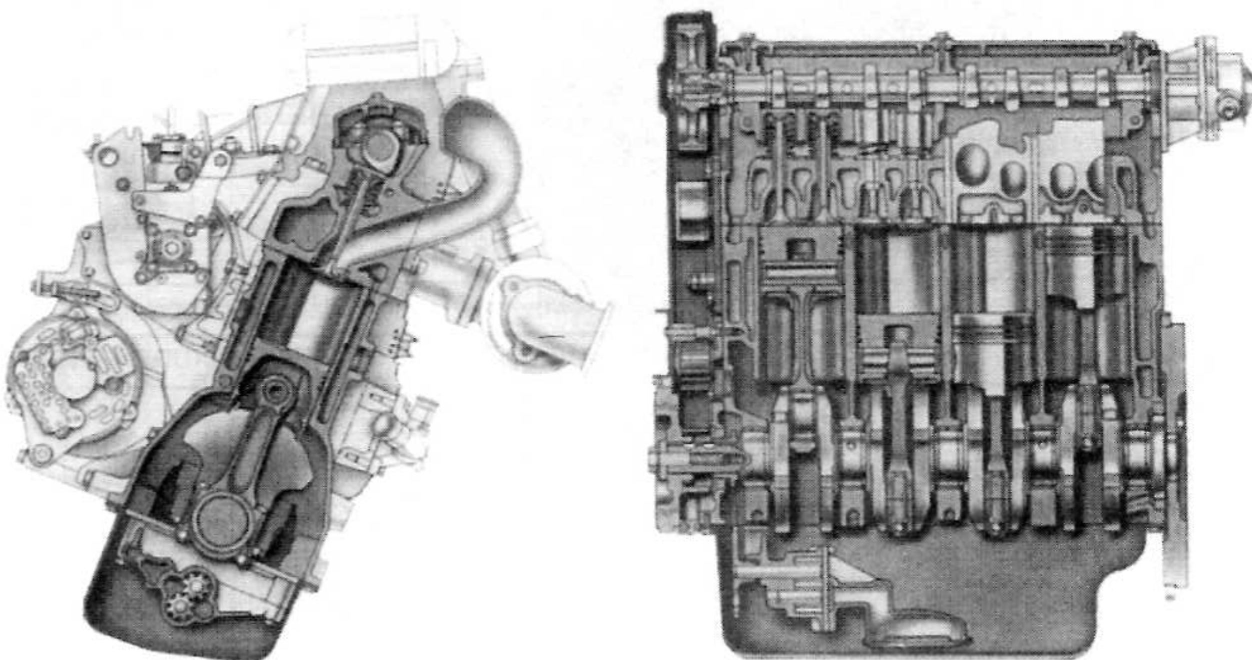
Silniki ZS samochodów osobowych i dostawczych charakteryzują się znacznie większymi znamionowymi prędkościami obrotowymi. Wobec powszechności stosowania obecnie wtrysku bezpośredniego (ze względu m.in. na dużą sprawność silnika oraz małe zużycie paliwa) za dobrą organizację procesu spalania odpowiedzialny jest w bardzo dużym stopniu również układ rozrządu. Przy dużych prędkościach obrotowych, czas na poprawne przeprowadzanie procesu spalania jest bardzo ograniczony. Jednym ze sposobów jego skrócenia jest wytworzenie odpowiedniego zawirowania ładunku powietrza. Jest to szczególnie istotne w silnikach niedoładowanych, ale ma także znaczenie w silnikach doładowanych.



**Rys. 12.22.** Anatomiczny przekrój silnika ZS do samochodu ciężarowego MERCEDES (205 kW przy 2300 obr/min)

Wspomniane duże prędkości obrotowe silników wymuszają osadzenie wałów rozrządu w głowicy silnika, jak to ma miejsce w opisanych już rozwiązaniach silników ZI. Konieczność uzyskania dobrego napełnienia oraz zawirowania ładunku w silnikach niedoładowanych, a głównie dużego zawirowania ładunku w silnikach doładowanych wymusiła zastosowanie rozrządu wielozaworowego, a zatem zastosowania dwóch wałów w głowicy silnika: jednego do napędu zaworów dolotowych, drugiego zaś do napędu zaworów wylotowych.

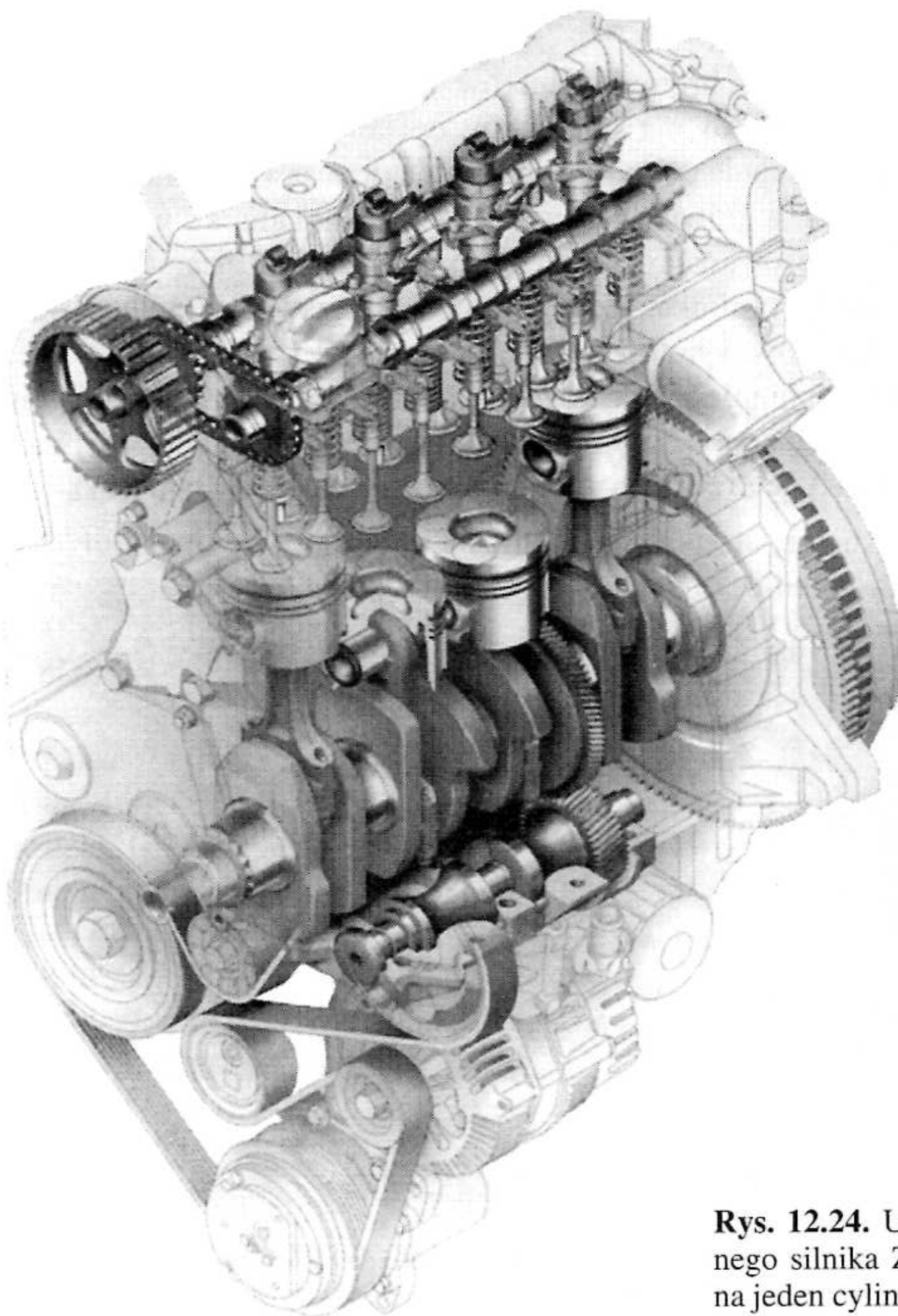
Warto w tym miejscu wspomnieć, że bardzo popularny w swoim czasie system spalania z wtryskiem oleju napędowego do komory wirowej, umożliwiający pracę silnika przy stosunkowo dużych prędkościach obrotowych (ok. 4000 obr/min), jest



**Rys. 12.23.** Przykładowy układ rozrządu doładowanego silnika ZS, z wałem rozrządu w głowicy, napędzającym zawory bezpośrednio za pomocą popychaczy szklankowych (samochody PEUGEOT, CITRÖEN — grupa PSA) [44]

obecnie bardzo rzadko stosowany. System ten współpracował z układem rozrządu o dwóch zaworach przypadających na jeden cylinder. Silne zawirowanie potrzebne do skrócenia czasu spalania było wytworzone właściwie w komorze wirowej przez wyciskający ruch tłoka, zatem rola układu rozrządu nie była tak istotna, jak w przypadku silnika o wtrysku bezpośrednim do komory spalania w tłoku. Oczywiście przy wspomnianych dużych prędkościach obrotowych wskazane było umieszczenie wału rozrządu w głowicy silnika. Przykład silnika ZS o wtrysku do komory wirowej, wyposażonego w jeden zawór dolotowy i jeden wylotowy przedstawiono na rys. 12.23. Pojedynczy wał rozrządu jest napędzany za pośrednictwem paska zębatego.

Układ rozrządu z czterema zaworami na jeden cylinder (rys. 12.24) pozwala na wytworzenie złożonego zawirowania w całym cylindrze. Jeden z zaworów dolotowych, współpracujący ze stycznym kanałem dolotowym, jest odpowiedzialny za wytworzenie intensywnego wiru stycznego, drugi zaś, współpracujący z kanałem skierowanym wzdłuż osi cylindra, ma za zadanie wytworzyć zawirowanie wynikają-

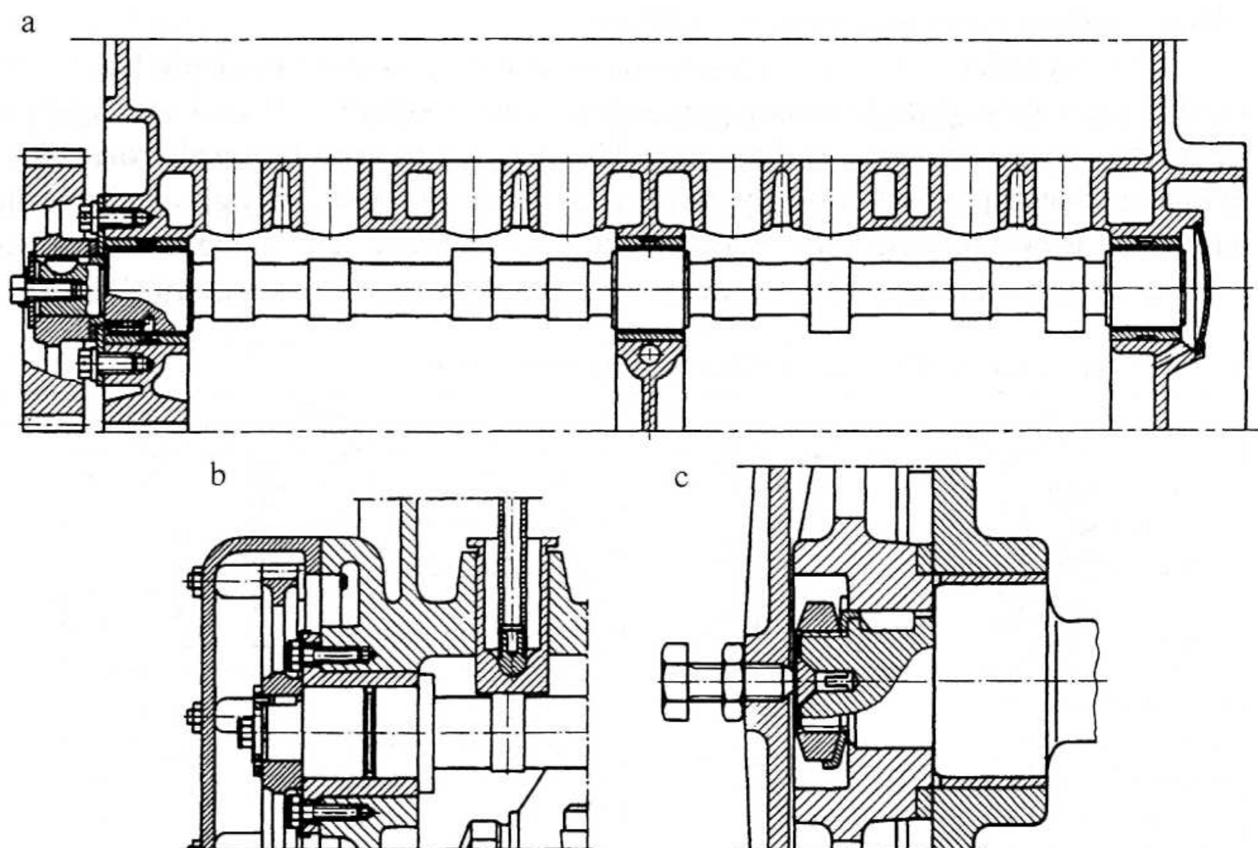


**Rys. 12.24.** Układ rozrządu doładowanego silnika ZS, z czterema zaworami na jeden cylinder, z dwoma wałami rozrządu

ce z odpowiedniego ukształtowania komory spalania w tłoku. W efekcie zostaje wywołany silny, złożony ruch wirowy wokół osi cylindra, z jednoczesnym zawirowaniem w przekroju toroidalnej komory spalania. Czas spalania ładunku skraca się wydatnie. Zawory są napędzane za pośrednictwem dźwigni z rolkami współpracującymi z krzywkami wałów rozrządu. Napęd jednego z wałów rozrządu jest uzyskiwany przy użyciu szerokiego paska zębatego. Oba wały są połączone ze sobą za pomocą przekładni łańcuchowej. Jak już wspomniano, silniki doładowane zazwyczaj nie są wyposażone w system zmienności faz rozrządu, ze względu na dobre warunki napełnienia i przepłukania komory spalania, osiągane dzięki doładowaniu.

### 12.3.4. Wybrane elementy układów rozrządu

Podstawowym elementem uruchamiającym napęd zaworów jest wał rozrządu, wykonany najczęściej z odkuwki ze stali do nawęglania lub ze stali stopowej. Nawęglaniu i hartowaniu podlegają jedynie czopy wału i krzywki. Wymagana twardość tych powierzchni wynosi ok. 55÷65 HRC. Pozostałe powierzchnie nie powinny być utwardzone. Poprawia to wytrzymałość wału na obciążenia zmęczeniowe. Wał rozrządu jest wykonywany także jako odlew z żeliwa stopowego. Czopy i krzywki utwardza się metodami prowadzącymi do wydzielenia cementytu. Coraz częściej odlewanie jest realizowane metodą odśrodkową, co umożliwia otrzymanie tzw. drążonego wału rozrządu. Zmniejsza to jego masę, a jednocześnie wpływa na poprawę rozkładu naprężeń i umożliwia poprowadzenie kanału oleju, np. do smaro-




**Rys. 12.25.** Sposób ułożyskowania wału rozrządu w kadłubie (*a*) i jego ustawienie osiowe za pośrednictwem kołnierzowej panewki i kołnierza na wale rozrządu (*b*) oraz za pośrednictwem pierścienia ślizgowego pomiędzy wałem rozrządu a kadłubem (*c*) [69]

wania czopów łożysk. Krzywki obrabiane są na szlifierkach sterowanych numerycznie z zaprogramowanym kształtem.

W niektórych rozwiązaniach krzywki są osadzone na wcisk lub zgrzewane. Pozwala to na różnicowanie materiałów stosowanych na krzywki i wały. Utwardzane czopy współpracują bądź to bezpośrednio z żeliwnymi otworami w kadłubie, bądź z wciśniętymi w gniazda panewkami w formie tulei ślizgowych, wykonanych z materiałów podobnych do stosowanych na panewki wału korbowego.

W przypadku kadłubów wykonanych ze stopów lekkich regułą jest stosowanie ślizgowych tulei (panewek) wciskanych w wytoczone gniazda łożysk wału rozrządu. Sposób jego łożyskowania i osiowego ustawienia przedstawiono na rys. 12.25.

W przypadku osadzenia wału rozrządu w głowicy, jest on ułożyskowany najczęściej w łożyskach rozmieszczonych co każdy cylinder (w liczbie o jeden większej niż liczba cylindrów). Pokrywy i wsporniki łożysk są przykręcone do górnej płyty głowicy. Wsporniki najczęściej są osadzone między krzywkami obsługującymi zawory jednego cylindra. Takie rozwiązanie jest charakterystyczne dla układów o dwóch wałach rozrządu, z których każdy uruchamia po dwa zawory w cylindrze jednocześnie. Jest ono bardzo korzystne z punktu widzenia ograniczenia wartości momentu gnącego obciążającego wał, pochodzącego od współpracy krzywek z zaworami (patrz rys. 12.15). W rozwiązaniach z jednym wałem rozrządu umieszczonym w głowicy często stosuje się jeszcze tradycyjne łożyskowanie wału co drugi cylinder, np. trzy łożyska w czterocylindrowym silniku (patrz rys. 12.23). Rozłożenie krzywek na wale (wzajemne przesunięcia kątowe kolejnych krzywek) jest oczywiście uzależnione od kolejności pracy cylindrów. Kolejności stosowane w różnych rozwiązaniach silników czterosuwowych podano w tablicy.

W rozwiązaniach, w których wał rozrządu jest ułożyskowany w kadłubie, może on być wsuwany w gniazda (w tym przypadku średnice kolejnych łożysk zmniejszają się począwszy od największej dotyczącej łożyska przy kole napędu wału rozrządu). Średnice te muszą być tak duże, by możliwe było przesunięcie krzywek. W silnikach wielocylindrowych, stosowanych w samochodach ciężarowych i autobusach, często gniazda łożysk wału rozrządu są dzielone, z przykręcanymi pokrywami. W takim

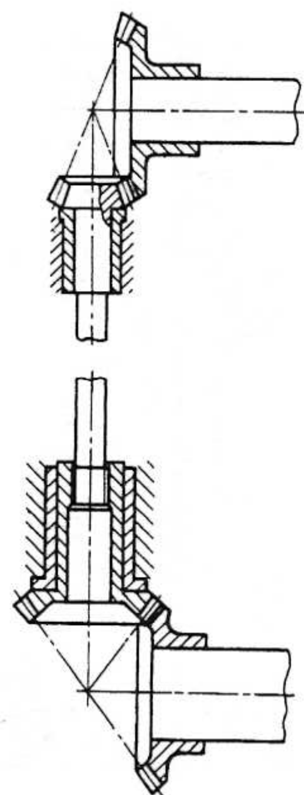
Kolejność pracy cylindrów w silnikach czterosuwowych [69]

| Typ silnika | Kolejność zapłonów |
|---|---|
| Silnik rzędowy: | |
| trzycylindrowy | 1-2-3 lub 1-3-2 |
| czterocylindrowy | 1-3-4-2 lub 1-2-4-3 |
| sześciocylindrowy | 1-5-3-6-2-4[1)] lub 1-4-2-6-3-5 |
| ośmiocylindrowy | 1-6-2-5-8-3-7-4 lub 1-4-7-3-8-2-6 |
| Silnik widlasty: | |
| czterocylindrowy | 1-3-4-2[1)] lub 1-2-4-3 |
| sześciocylindrowy | 1-6-3-5-2-4[1)] lub 1-4-2-5-3-6 |
| ośmiocylindrowy | 1-5-4-8-6-3-7-2 |
| dwunastocylindrowy | 1-10-5-7-3-11-6-9-2-12-4-8[1)] lub 1-9-2-7-4-8-6-10-5-12-3-11 |

[1)] Kolejność częściej stosowana.

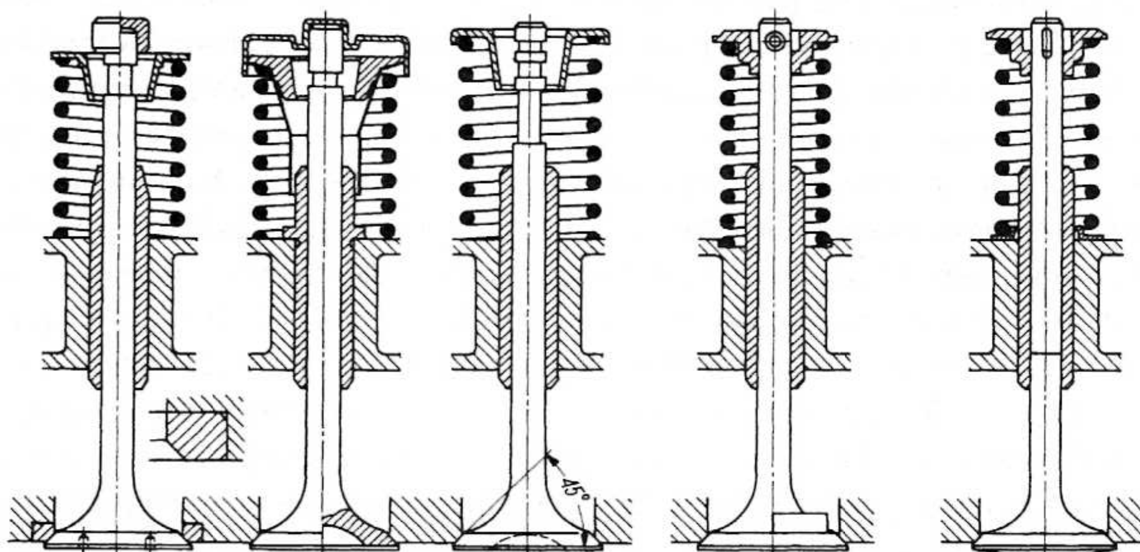
przypadku między czopem wału a gniazdem stosuje się najczęściej półpanewki ślizgowe. Podstawowe rozwiązania napędu wału rozrządu od wału korbowego silnika przedstawiono na rysunkach 12.10 (napęd przy użyciu kół zębatych walcowych), 12.12 (za pośrednictwem paska zębatego), 12.11 i 12.15 (za pośrednictwem łańcucha).

Bardzo rzadko spotykanym obecnie rozwiązaniem jest tzw. wałek królewski, który wiąże wał korbowy z wałem rozrządu ułożyskowanym w głowicy za pośrednictwem dwóch par stożkowych przekładni zębatych (rys. 12.26).

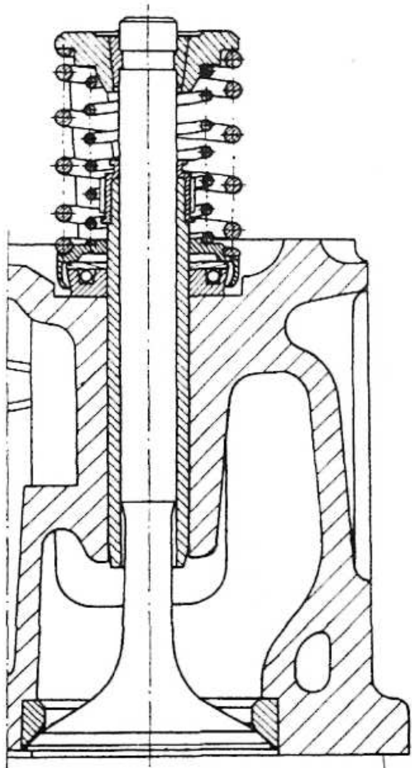


**Rys. 12.26.** Schemat napędu wału rozrządu tzw. wałkiem królewskim [69]

Kolejnymi istotnymi elementami układu rozrządu są zawory. Szczególnie godny uwagi jest zawór wylotowy, ze względu na w zasadzie największe jego obciążenie cieplne w układzie komory spalania, co wynika z warunków jego pracy. Podlega on silnemu nagrzewaniu w fazie suwu wylotu w wyniku omywania gorącymi spalinami. Najbardziej jest obciążony grzybek zaworu. Ciepło jest odprowadzane za pośrednictwem przylgni zaworów w sposób cykliczny do gniazda i głowicy w fazie zamknięcia zaworu i w sposób ciągły przez trzonek i prowadnicę. Ta druga droga ogranicza jednak możliwy do odprowadzenia strumień ciepła ze względu na niewielką średnicę trzonka. Zawory wylotowe muszą być zatem odporne na pracę w wysokich temperaturach (ok. 650÷700°C), powinny charakteryzować się dobrym przewodzeniem ciepła, dużą odpornością na pracę w warunkach uderzeniowych, na korozję oraz ścieranie. Ta ostatnia cecha jest bardzo istotna, prowadnice bowiem trzonka zaworu wylotowego są w zasadzie pozbawione smarowania. Materiałem najczęściej stosowanym jest stal chromowo-krzemowa lub chromowo-niklowa. Zawory dolotowe pracują w znacznie łagodniejszych warunkach, gdyż są dosyć skutecznie chłodzone świeżym ładunkiem w czasie suwu napełnienia. Przykładowe rozwiązanie prowadzenia zaworów, osadzenia sprężyn, miseczek i trzonków zaworów, konstrukcji zamków miseczek i trzonków przedstawiono na rysunku 12.27.




**Rys. 12.27.** Typowe rozwiązanie osadzenia zaworu, mocowania miseczek i zamków miseczek [69]

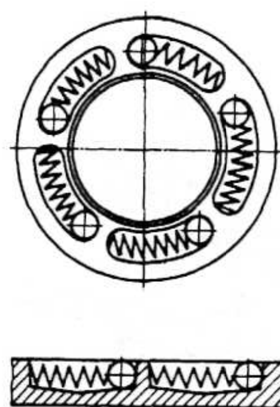


**Rys. 12.28.** Zawór współpracujący z dwoma sprężynami dociskającymi [4]

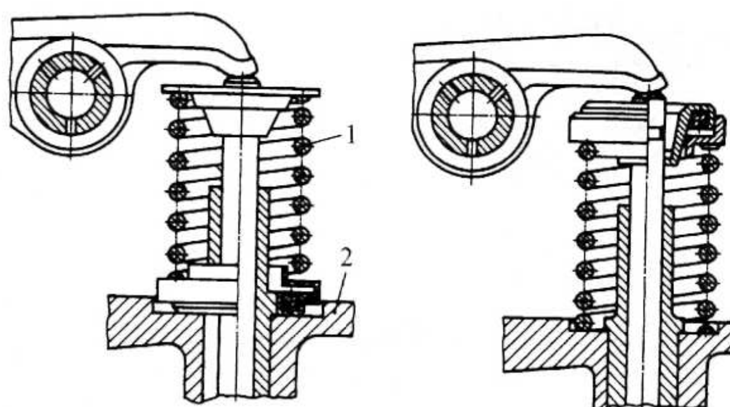
Sprężyny zaworów, w większości rozwiązań odpowiadające za utrzymanie stałego kontaktu popychacza i krzywki w czasie występowania ujemnych przyspieszeń (tj. w fazie zejścia z maksymalnego wzniosu krzywki) muszą charakteryzować się znaczną sztywnością. Odpowiadają jednocześnie za wywołanie odpowiednio dużej wstępnej siły docisku grzybka zaworu do gniazda (później zwiększonej siłą parcia sprężonego czynnika lub pochodzącą od ciśnienia spalania). Często do uzyskania odpowiednio dużej siły stosuje się dwie współosiowe sprężyny — zewnętrzną i wewnętrzną. Takie rozwiązanie przedstawiono na rys. 12.28. Na rysunku tym, przedstawiającym zawór dolotowy, widoczny jest także pierścieniowy, gumowy uszczelniacz trzonka zaworu w pobliżu górnej części prowadnicy. Uszczelniacz taki jest stosowany głównie na zaworze dolotowym, pamiętać bowiem należy, że przestrzeń między trzonkiem zaworu dolotowego a prowadnicą jest potencjalnym miejscem przedostawania się oleju do kanału dolotowego. Olej spływający po trzonku zaworu na płytę głowicy jest zasysany w wyniku działania różnicy ciśnień. Różnica ta jest efektem działania podciśnienia w kanale dolotowym głowicy i niewielkiego nadciśnienia pod pokrywą zaworów, wynikającego z połączenia ze skrzynią korbową, gdzie wzrost ciśnienia jest spowodowany przedmuchem spalin.

Ciągła praca w warunkach uderzeniowych obciąża silnie zamek i trzonek zaworu, dlatego też konstrukcji tego drobnego na pozór elementu poświęca się sporo uwagi. Zazwyczaj są stosowane zamki pokazane na trzech pierwszych miejscach z lewej strony rysunku 12.27. Są to zamki składające się z dwóch części, których kształt zewnętrzny jest stożkiem współpracującym ze stożkowym gniazdem w miseczce. Kształt wewnętrzny współpracuje z profilem wytoczonym na trzonku zaworu. Montaż obydwu połówek zamka jest możliwy po ugięciu sprężyny wraz z miseczką. Później stożkowe powierzchnie gniazda dociskają obie części zamka do trzonka zaworu. Tego typu rozwiązania wobec dużych powierzchni współpracy mogą przenosić znaczne obciążenia. Sposoby osadzenia pokazane po prawej stronie są znacznie rzadziej stosowane, ze względu na mniejsze (a zatem bardziej obciążone) przekroje zawleczek narażonych na ścinanie. Zawór jest kształtowany w procesie kucia. Czoło trzonka zaworu, część współpracująca z prowadnicą oraz stożkowe przylgnie są szlifowane. Grzybek od strony cylindra ma rowki lub otwory, umożliwiające wprawienie go w ruch obrotowy w procesie wzajemnego docierania przylgni i gniazda.

Aby zapewnić długotrwałą szczelność w czasie pracy, zawór powinien być okresowo obracany wokół własnej osi. Stosuje się do tego celu specjalne rozwiązania podkładek z ukośnymi prowadnicami i kulkami. Podkładki te mogą współpracować z miseczką zaworu lub być usytuowane między sprężyną a głowicą. Rozwiązanie takie jest znane pod nazwą ROTOCAP (rys. 12.29). Zasada działania polega na wywoły-



**Rys. 12.29.** Zasada działania obrotowego elementu ROTOCAP [69]




**Rys. 12.30.** Sposoby osadzenia urządzenia ROTOCAP [69]
*1* — sprężyna zaworu, *2* — płyta głowicy

waniu wzajemnego przemieszczenia kątowego miseczki w stosunku do gniazda sprężyny. Przemieszczenie jest wymuszane ruchem kulek przesuwających się w pochyłych rowkach prowadzących na skutek działania osiowej siły ściskającej sprężynę.

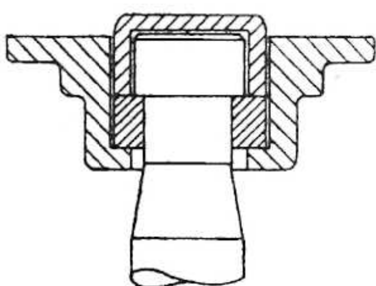
Urządzenie to może być zabudowane między miseczką a górnym gniazdem sprężyny lub między głowicą a dolnym gniazdem sprężyny (rys. 12.30).

Do zmniejszenia obciążeń górnej części trzonka zaworu w fazie otwierania, gdy dochodzą siły pochodzące od uginającej sprężyny, stosuje się specjalne rozwiązania zamka współpracującego z nakładką nałożoną na czołową powierzchnię trzonka. Nakładka jest tak ukształtowana, by zapewnić nieznaczny luz między czołem trzonka a jej denkiem. Współpracuje ona z zamkiem i miseczką sprężyny. W fazie uginania sprężyny odciąża (w ramach wyżej wspomnianego luzu) trzonek zaworu (rys. 12.31). Siła pochodząca od popychacza, czy też dźwigni zaworu jest przenoszona bezpośrednio na czoło trzonka zaworu.

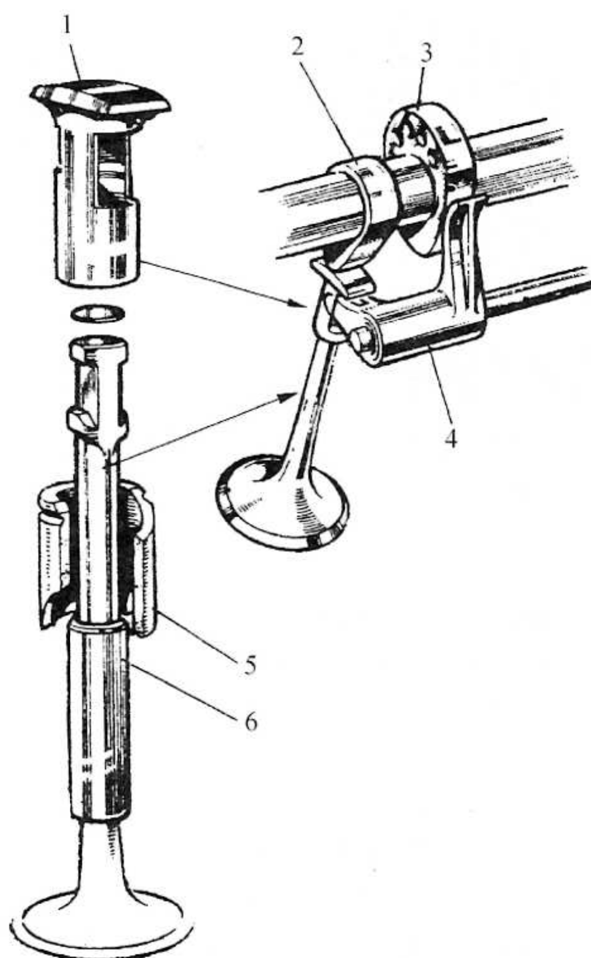
W niektórych szybkoobrotowych silnikach do uzyskania poprawnego ruchu zaworu w fazie zamykania stosowano specjalne rozwiązanie, w którym ruch powrotu zaworu do gniazda był wywoływany działaniem dodatkowej krzywki i specjalnie ukształtowanego zabieraka. Zabierak był montowany z pewnym wstępnym napięciem i współpracował z krzywką odpowiadającą za otwieranie oraz z krzywką wymuszającą zamykanie zaworu. Rozwiązanie takie, zwane desmodromowym napędem zaworu, przedstawiono na rys. 12.32.

Wobec trudności wykonania oraz obecnie głównie z braku w zasadzie możliwości zabudowy w układach wielozaworowych, rozwiązania tego typu nie są już stosowane. Zastępują je odpowiednio dobrane sprężyny i precyzyjnie opracowane kształty krzywek.

Popularne niegdyś dźwignie zaworów, stosowane w rozwiązaniach z wałem rozrządu osadzonym w kadłubie, pozostały jedynie w silnikach o mniejszej prędkości obrotowej, przeznaczonych do napędu samochodów ciężarowych. W silnikach samochodów osobowych są stosowane coraz rzadziej jako elementy zmieniające przełożenie między krzywką wału rozrządu umieszczonego w głowicy a popychaczem. Z reguły współpracują z krzywką za pośrednictwem rolki. To rozwiązanie wyraźnie



**Rys. 12.31.** Zamek odciążający górną część trzonka zaworu od sił w sprężynie w fazie otwierania

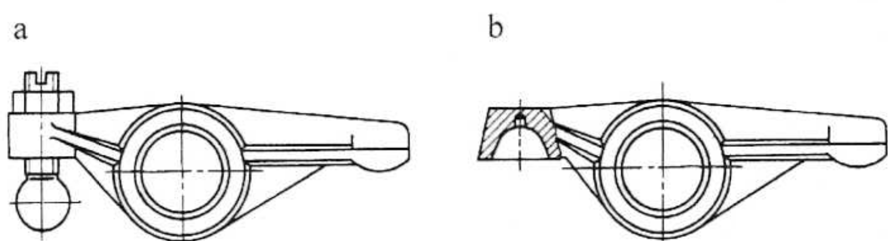



**Rys. 12.32.** Specjalny, tzw. desmodromowy, napęd zaworu, wymuszający również jego zamykanie (stosowany m.in. w silnikach samochodów sportowych MERCEDES-BENZ) [52]
*1* — popychacz, *2* — krzywka otwierająca, *3* — krzywka zamykająca, *4* — zabierak, *5* — prowadnica popychacza, *6* — prowadnica zaworu

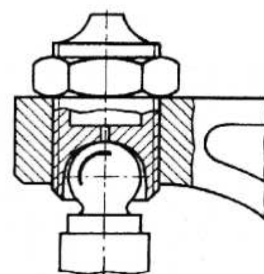
zmniejsza straty tarcia, zwiększając jednocześnie trwałość krzywek i popychaczy (patrz rys. 12.16).

Dźwignie zaworów występujące jeszcze w układach rozrządu silników samochodów ciężarowych (z wałem rozrządu umieszczonym w kadłubie) w zasadzie zachowały szczegóły konstrukcyjne w formie niezmienionej od wielu lat. Występują w wersjach umożliwiających regulację luzów zaworów oraz jako elementy do zmiany przełożenia i kierunku napędu od drążków do trzonka zaworu. Coraz częściej bowiem w układach rozrządu są stosowane hydrauliczne mechanizmy kasowania luzów — opisane wcześniej. Charakterystyczne kształty dźwigni obu opisywanych rodzajów przedstawiono na rys. 12.33.

Bardzo istotny jest profil obu zakończeń dźwigni. Po stronie współpracującej z trzonkiem łukowy profil powinien być tak dobrany, by uginaniu zaworu towarzy-




**Rys. 12.33.** Charakterystyczne kształty dźwigni zaworów [69]
*a* — dźwignia o możliwości regulacji luzu zaworu, *b* — dźwignia jedynie do przeniesienia napędu ze zmianą przełożenia

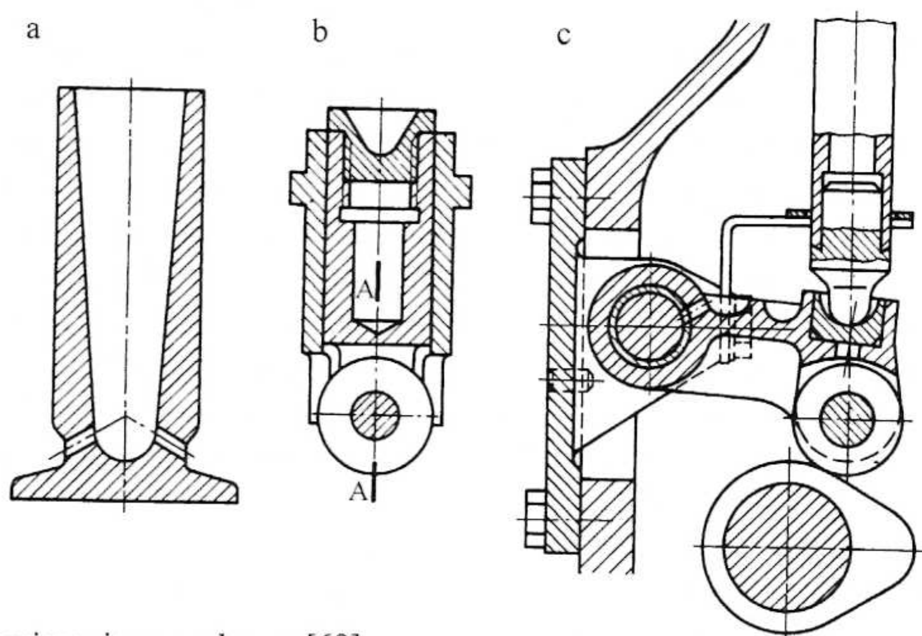


**Rys. 12.34.** Zakończenie dźwigni z regulacją luzu zaworu. Widoczny kanał doprowadzający olej z gniazda wytoczonego w śrubie regulacyjnej [69]

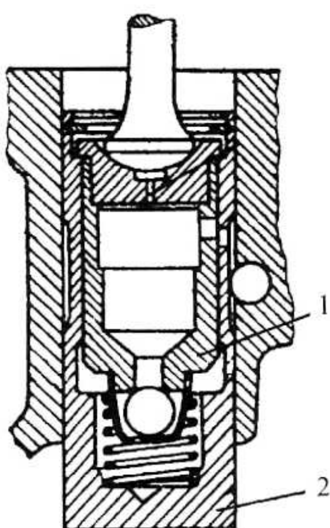
szyło jedynie toczenie się profilu dźwigienki po trzonku. Unika się wówczas działania sił tarcia prostopadłych do osi trzonka, przyspieszających zużycie zakończenia dźwigni i czoła zaworu, a także trzonka i prowadnic. Czasem w większych silnikach stosuje się w tym miejscu rolkę o osi zamocowanej w dźwigni. Zakończenie po stronie współpracującej z drążkiem popychacza w przypadku rozwiązania jak na rys. 12.33*b* może być wykonane w formie czaszy kulistej przechodzącej w powierzchnię stożka. Promień czaszy powinien być nieco większy od promienia kulistego zakończenia drążka popychacza, w celu ułatwienia tworzenia smarnego klina olejowego. Jedno z możliwych rozwiązań zakończenia tej części dźwigni ze śrubą regulacyjną oraz sposób doprowadzania oleju do elementów współpracujących pokazano na rys. 12.34.

Aby współpraca dźwigni z osią była poprawna, w otwór jest wciśnięta tuleja z materiału o dobrych własnościach ślizgowych. Olej jest doprowadzany pod ciśnieniem przez otwór wywiercony w materiale głowicy, wspornikach osi dźwigni oraz wzdłuż osi. Dźwignie zaworów w obecnie produkowanych silnikach samochodowych najczęściej są odkuwane, ze stali węglowych oraz stopowych.

Występujące w omawianych rozwiązaniach popychacze najczęściej są prowadzone w cylindrycznych otworach nadlewu bloku cylindrów. Istnieje tendencja do zastępowania popychaczy z płaskim talerzykiem popychaczami z rolką współpracującą z krzywką. Taka konstrukcja (rys. 12.35*b*) wpływa wyraźnie na zmniejszenie




**Rys. 12.35.** Typowe rozwiązania popychaczy [69]
*a* — walcowy z talerzykiem, *b* — walcowy z rolką, *c* — dźwigniowy z rolką




**Rys. 12.36.** Popychacz walcowy z zabudowanym hydraulicznym mechanizmem kasowania luzu zaworów [4]
*1* — mechanizm kasowania luzów zaworów, *2* — popychacz walcowy

strat tarcia. Czasem w celu dalszego zmniejszenia tych strat wprowadza się popychacze dźwigniowe (rys. 12.35*c*), które eliminują także opory tarcia w cylindrycznych prowadnicach popychaczy.

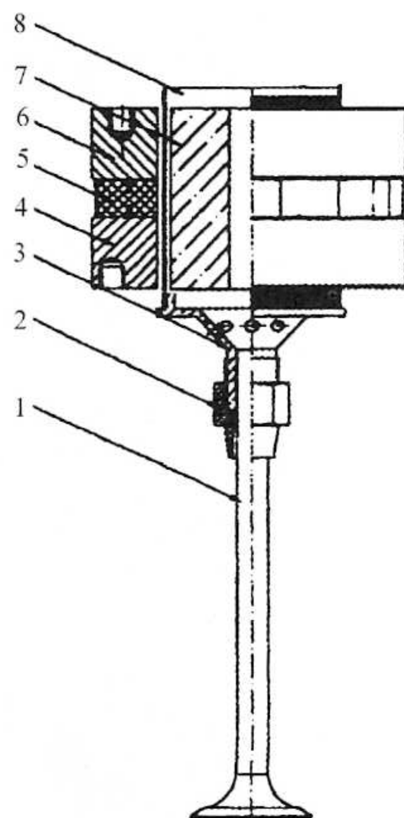
W przypadku stosowania hydraulicznych mechanizmów kasujących luz zaworów bardzo dobrym miejscem ich zabudowy jest popychacz walcowy (rys. 12.36), zwany także szklankowym.

## 12.3.5. Tendencje rozwoju układów rozrządu

### Układy rozrządu silników czterosuwowych

Opisywane w poprzednich rozdziałach układy rozrządu były oparte na zasadzie przenoszenia napędu od wału korbowego silnika przez wał rozrządu do zaworu dzięki mechanicznym powiązaniom między poszczególnymi elementami. Taki klasyczny sposób przenoszenia ruchu jest mało podatny na ewentualną konieczność zmiany niektórych charakterystycznych parametrów w czasie pracy silnika. Chodzi tu o omawiane wcześniej zmiany faz rozrządu, ale także o zmiany czasoprzekrojów. W dobie kolejnych modyfikacji konstrukcji silnika wynikających z coraz ostrzejszych norm dotyczących emisji składników spalin, konieczności ciągłej poprawy sprawności silnika, polepszenia trwałości jego elementów, zauważa się wyraźną tendencję powszechnego wprowadzania technik elektronicznych analizujących parametry pracy silnika i pojazdu. Odpowiednio przetworzone informacje w sterownikach elektronicznych w połączeniu z elementami wykonawczymi korzystającymi z energii elektrycznej zastępują powszechnie stosowane przez lata powiązania typu mechanicznego. Elektroniczne systemy przetwarzania danych mają tę zaletę, że w zasadzie ilość informacji zbieranych o stanie pracy silnika jest nieograniczona. Pozwala to na optymalny dobór regulacji wielu zespołów silnika spalinowego. Jednym z przykładów takiego rozwoju konstrukcji jest układ rozrządu. Pojawiły się już rozwiązania eliminujące mechaniczne powiązania między wałem korbowym silnika a zaworami. Jednym z takich rozwiązań jest napęd elektromagnetyczny. Ruch zaworu jest wymuszany siłownikiem elektromagnetycznym (lub jak niektórzy konstruktorzy nazywają magnetoelektrycznym). Jest rzeczą oczywistą, że ruch zaworu musi być ściśle związany z położeniem wału korbowego silnika. Należy tu jednak wyraźnie powiedzieć, że położenie wału korbowego jest już bardzo starannie śledzone (identyfikowane) przez czujniki współpracujące z układami wielopunktowego wtrysku paliwa i zapłonowym w silniku ZI oraz zelektronizowanym układem wtrysku paliwa w silniku ZS.

Omawiane układy są już zintegrowane. Wydaje się, że te same systemy identyfikacji położenia wału korbowego silnika posłużą do sterowania ruchem zaworów. W ośrodkach naukowych trwają prace nad doskonaleniem tej idei. Pojawiły się już prototypowe rozwiązania sprawdzane na stanowiskach bezsilnikowych, ale także

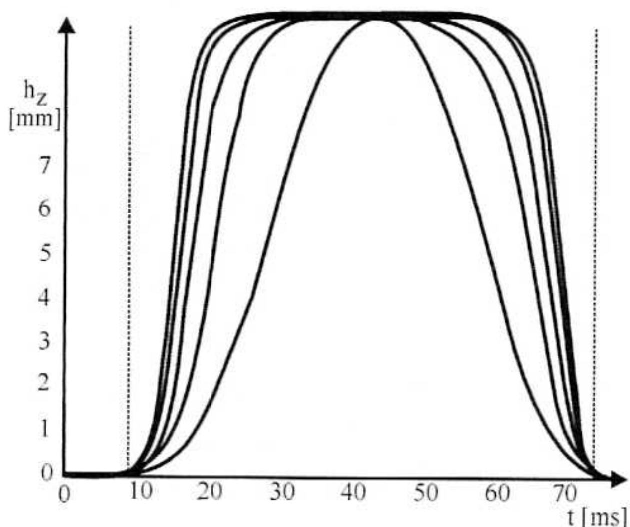



**Rys. 12.37.** Magnetoelektryczny napęd zaworu [25]
*1* — zawór, *2* — nakrętka uchwytu zaworu, *3* — uchwyt zaworu, *4* — nabiegunnik dolny, *5* — pierścień magnetyczny, *6* — nabiegunnik górny, *7* — rdzeń, *8* — cewka

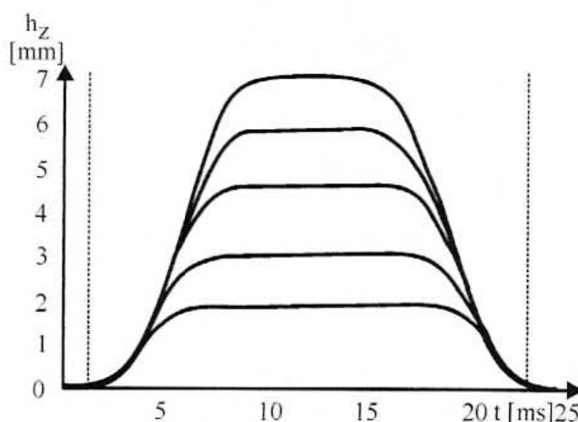
zabudowane na prototypowych silnikach badawczych. Przykładem jest rozwiązanie autorstwa Zbigniewa Kossowskiego, Jana Aleksandra Wajanda, Krzysztofa Zbierskiego przedstawione na rys. 12.37. Pozwala ono na zwiększenie pola czasoprzekrojów zaworów (wobec zminimalizowania sił bezwładności wynikających jedynie z masy zaworu i ruchomych elementów magnetoelektrycznego zespołu uruchamiającego) oraz umożliwia wprowadzenie ciągłej zmiany wartości czasoprzekroju przy stałym wzniosie zaworu (rys. 12.38).

Rozwiązanie takie pozwala także na zmianę czasoprzekroju przez zmiany maksymalnego skoku zaworu (rys. 12.39).

Jak widać magnetoelektryczny sposób sterowania ruchem zaworów daje bardzo duże możliwości ciągłej




**Rys. 12.38.** Przykładowe przebiegi wzniosu zaworu w zależności od czasu dla różnych wartości prądu sterowania

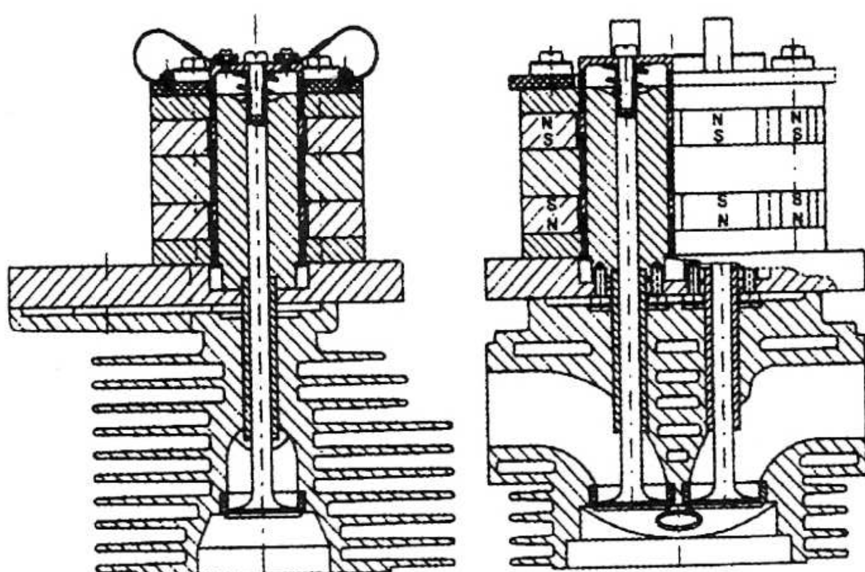


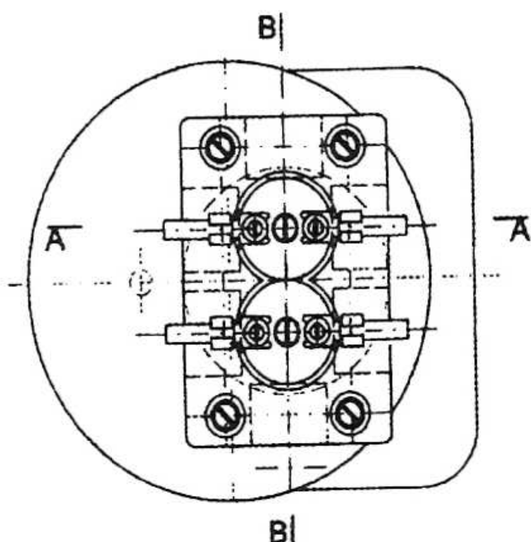

**Rys. 12.39.** Czasoprzekroje otwarcia zaworu dla różnych skoków [25]

regulacji kształtu czasoprzekroju, ale także pozwala na wyraźne zwiększenie wypełnienia pola czasoprzekroju w porównaniu z klasycznym rozwiązaniem mechanicznym.

Należy tu dodać, że takie sterowanie fazami rozrządu jest w zasadzie nieograniczone. Wprowadza to zupełnie nową jakość w dziedzinie konstrukcji układów rozrządu tłokowych silników spalinowych.

Wobec możliwości ciągłej regulacji czasoprzekrojów pojawiają się głosy na temat wyeliminowania przepustnicy w układzie dolotowym silnika ZI, która wprowadza dodatkowe opory i zaburzenia przepływu ładunku. Takie rozwiązanie zostało zabudowane na badawczym silniku S101M [26]. Rysunek 12.40 obrazuje umieszczenie magnetoelektrycznego napędu zaworów na głowicy tego silnika.




**Rys. 12.40.** Głowica silnika z magnetoelektrycznym napędem zaworów [26]

Pojawiają się też próby stosowania mechanicznych układów prowadzących do ciągłej zmiany czasoprzekroju zaworu. Wydaje się jednak, że przyszłość należy do rozwiązań elektromagnetycznych lub napędzanych siłownikami hydraulicznymi. W obu rozwiązaniach synchronizacja ruchu zaworów z położeniem tłoka w cylindrze (położeniem wału korbowego silnika) odbywać się będzie za pośrednictwem układów elektronicznych.

### Układy rozrządu silników dwusuwowych

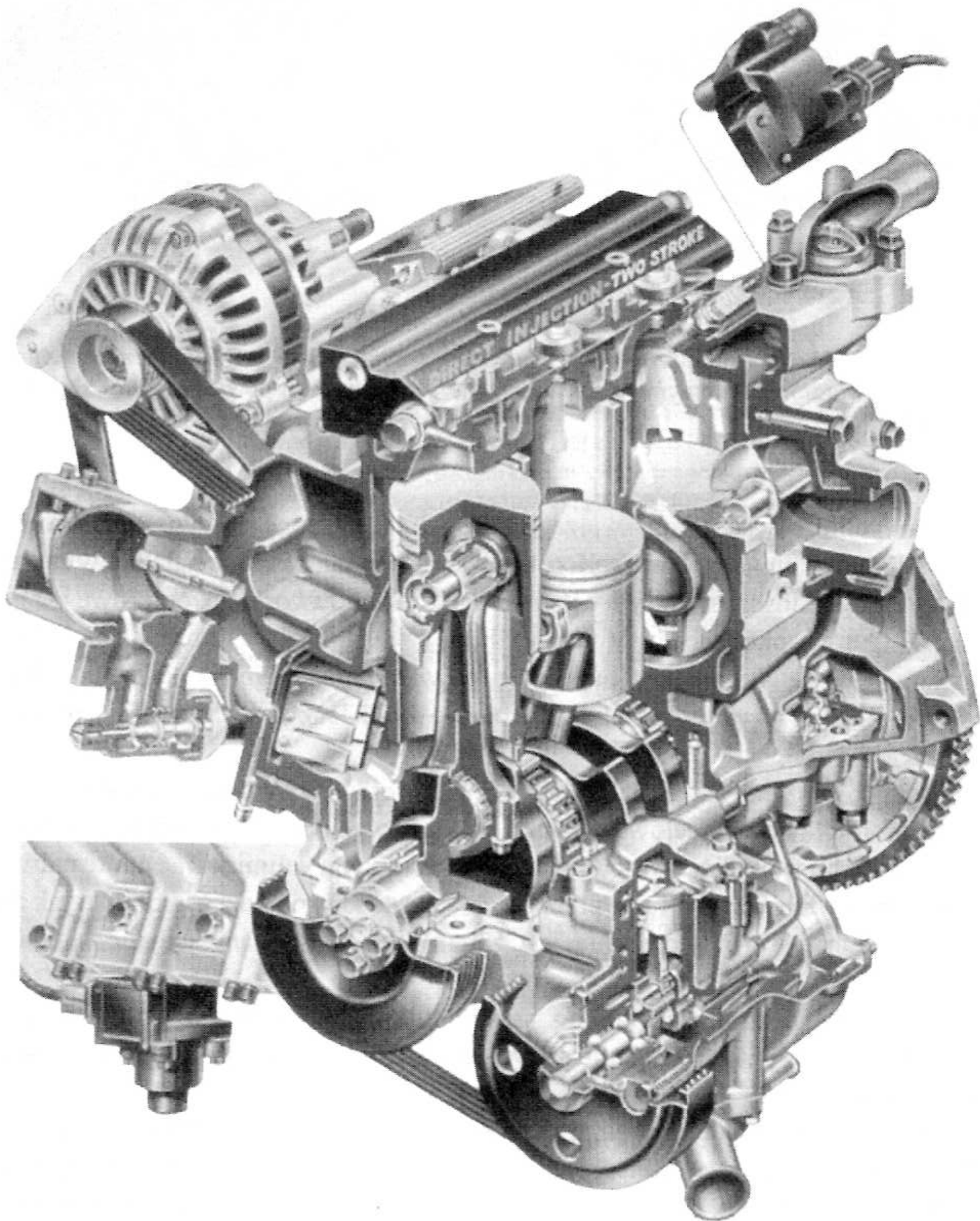
Ze względu na pewne możliwości silnika dwusuwowego, ciągle trwają badania nad jego modyfikacjami. Do najważniejszych obiecujących cech tego silnika należałoby zaliczyć:

— duży objętościowy wskaźnik mocy, wynikający z występującego dwa razy częściej niż w czterosuwie suwu pracy (teoretycznie ten wskaźnik mógłby być dwa razy większy);

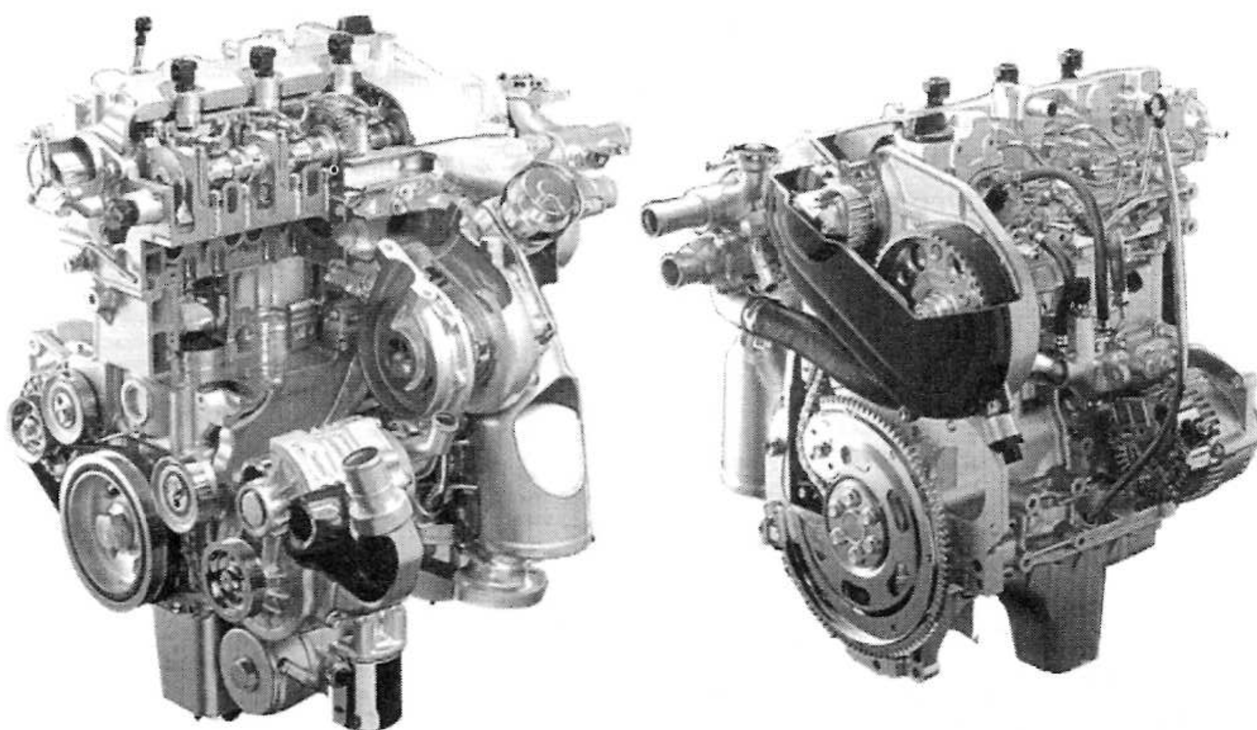
— duża sprawność mechaniczna, wynikająca również z mniejszej liczby suwów tłoka przypadających na jeden suw pracy;

— umiarkowana emisja tlenków azotu, ze względu na niższe temperatury obiegu oraz typowa dla bezzaworowego rozwiązania wewnętrzna recyrkulacja spalin.

Pojawiają się zatem rozwiązania prototypowe, ale także próby zastosowania silników dwusuwowych, w których konstruktorzy z jednej strony starają się usunąć wady znanych tradycyjnych rozwiązań z jednoczesnym wykorzystaniem omawianych wyżej potencjalnych zalet.




**Rys. 12.41.** Przekrój anatomiczny dwusuwowego silnika ZI (FORD Orbital) z widocznymi szczegółami rozrządu z zaworem obrotowym w kanale wylotowym z cylindra oraz zwrotnym zaworem lamelowym w kanale dolotowym do skrzyni korbowej



**Rys. 12.42.** Przekrój anatomiczny dwusuwowego silnika ZS o wtrysku bezpośrednim, z czterema zaworami wylotowymi, o zasilaniu świeżym ładunkiem powietrza przez skrzynię korbową [63]

Aby wyeliminować straty świeżego ładunku, oznaczone na rys. 8.9 jako $m_u$, dąży się do zamykania szczeliny wylotowej tak, by zapobiec utracie ładunku w czasie suwu sprężania. Stosuje się w tym celu różnego rodzaju zawory, np. obrotowe jak na rys. 12.41 (patrz w okolicach ostatniego cylindra), przysłaniające okresowo szczelinę wylotową. Taki zawór musi być napędzany od wału korbowego silnika (w podobny sposób jak wał rozrządu w silniku czterosuwowym, lecz z zachowaniem przełożenia 1:1).

W celu polepszenia napełnienia skrzyni korbowej świeżym ładunkiem stosuje się często zwrotne zawory lamelowe w kanałach dolotowych do skrzyni korbowej (lewa strona rys. 12.41, w okolicach 1. cylindra). Wreszcie aby wyeliminować utratę paliwa do kolektora wylotowego w fazie przepłukania, zastosowano bezpośredni wtrysk do komory spalania. Do przepłukania jest zatem wykorzystywany jedynie ładunek powietrza.

W opisywanym rozwiązaniu do napełnienia cylindra jest wykorzystywana skrzynia korbowa jako urządzenie zasysające i tłoczące ładunek powietrza. Jest to swoista sprężarka.

Aby uniknąć problemów ze smarowaniem łożysk głównych, korbowych i gładzi cylindra, prowadzących w konsekwencji do porywania drobin oleju smarnego do cylindra i ich spalania, opracowuje się konstrukcje, w których do napełnienia cylindra świeżym ładunkiem powietrza wykorzystuje się mechanicznie napędzane sprężarki np. typu Rootsa. Wówczas rozrząd staje się typowym rozrządem zaworowym. Zawory umieszczone w głowicy są napędzane w sposób analogiczny jak

w przypadku silników czterosuwowych. Zastosowano bezpośredni wtrysk paliwa do cylindrów. Przepłukanie odbywa się jedynie powietrzem. Istnieje możliwość doładowania silnika. Takie rozwiązanie silnika i układu rozrządu może być realizowane zarówno dla wersji o zapłonie iskrowym, jak i samoczynnym.

Przykładem rozwiązania silnika dwusuwowego o zapłonie samoczynnym jest trzycylindrowy turbodoładowany silnik o bezpośrednim wtrysku oleju napędowego (rys. 12.42). Doładowanie turbosprężarką zapewnia bardzo dobre usunięcie reszty spalin, jak również wewnętrzne chłodzenie komory spalania. Zastosowano napęd zaworów wylotowych o zmiennych fazach rozrządu.

13 ROZDZIAŁ

# Kadłuby i głowice

## 13.1. Wprowadzenie

Kadłub jest podstawowym elementem konstrukcji silnika. Jednoczy główne układy wewnętrzne, służy także do osadzania osprzętu zewnętrznego. Układy wewnętrzne to układ tłokowo-korbowy, układ rozrządu, dodatkowe wały wyrównoważające. Wszystkie, do poprawnego działania, wymagają starannego rozmieszczenia. Między innymi to wymaganie jest jedną z głównych wytycznych do projektowania i wykonania kadłuba.

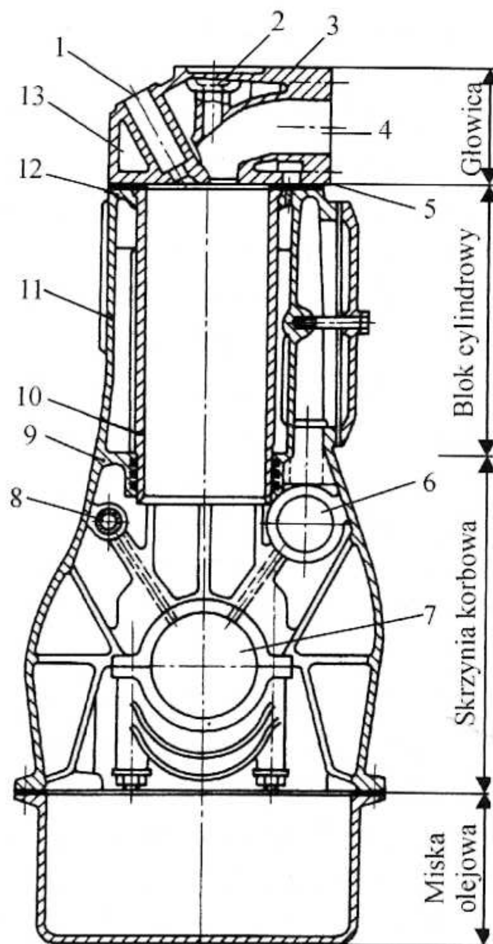
W fazie projektowania należy zadbać o taki kształt, by konstrukcja charakteryzowała się dużą sztywnością. W fazie wykonania i obróbki należy bardzo dokładnie przestrzegać zachowania wymiarów i ich tolerancji. Tolerancje wymiarowe oraz duża sztywność kadłuba decydują o trwałości i niezawodności pracy zespołów w nim zabudowanych, a także o poprawności funkcjonowania tych zespołów. Oczywistą rzeczą jest też zadbanie o wytrzymałość i trwałość poszczególnych elementów samego kadłuba.

Głowica, w większości rozwiązań, służy do zamknięcia od góry komory spalania, a także jest elementem spełniającym podobną rolę jak kadłub: jednoczy mechanizmy układu rozrządu oraz jego napędu od wału korbowego. Ponadto służy do osadzenia innych pomocniczych elementów osprzętu silnika. Oba omawiane zespoły muszą również zapewnić transport czynnika chłodzącego oraz smarującego. Schemat kadłuba z osadzoną na nim głowicą przedstawiono na rys. 13.1.

Rozwiązania konstrukcji głowicy i kadłuba współzależą od siebie. O stopniu skomplikowania każdego z tych zespołów decyduje bowiem na przykład sposób rozmieszczenia elementów układu rozrządu (wału rozrządu oraz zaworów). W przypadku starszych rozwiązań dolnozaworowych bardziej rozbudowanym zespołem był kadłub. W rozwiązaniach współczesnych bardzo skomplikowana jest konstrukcja głowicy, w której jest osadzony wał rozrządu z zaworami.

## 13.2. Rys historyczny

W latach międzywojennych w niezbyt wysilonych silnikach samochodowych typowa była konstrukcja kadłuba i głowicy charakterystyczna dla rozrządu dolnozaworowego. Takie usytuowanie zaworów nie jest obecnie stosowane. Ostatnim szerzej znanym w Polsce silnikiem tej generacji był silnik samochodu WARSZAWA M20. Przykładem szerokiego zastosowania był także wojskowy pojazd terenowy, legendarny już WILLYS Jeep (patrz rys. 12.3), a także popularny w latach trzydziestych samochód osobowy FIAT 500 (rys. 11.3).




**Rys. 13.1.** Schemat zespołów kadłuba i głowicy [69]

*1* — gniazdo wtryskiwacza, *2* — gniazdo prowadnicy zaworu, *3* — płyta górna głowicy, *4* — kanał dolotowy lub wylotowy, *5* — płyta dolna głowicy, *6* — gniazda łożysk wału rozrządu, *7* — gniazda łożysk głównych, *8* — kanał główny oleju, *9* — dolna płyta, *10* — tuleja cylindra (cylinder), *11* — płaszcz, *12* — górna płyta, *13* — przestrzeń wodna

Rozrząd dolnozaworowy powoduje rozbudowę górnej części kadłuba, jak również zwiększenie wymiaru poprzecznego silnika. Po jednej stronie cylindrów muszą być umieszczone gniazda łożysk wału rozrządu, swoje miejsca muszą także znaleźć kanały dolotowe i wylotowe, a w nich gniazda prowadnic zaworów. Otwory cylindrów były wykonane w zasadzie bezpośrednio w bloku odlanym z żeliwa szarego. Ten rodzaj materiału charakteryzował się dobrymi własnościami ślizgowymi (ze względu na zawarty w żeliwie grafit) oraz dobrymi wskaźnikami wytrzymałości mechanicznej i cieplnej.

Kadłub wykonany z tego materiału miał dużą sztywność i skuteczność tłumienia drgań. Dolna część kadłuba — skrzynia korbowa odznaczała się dużą prostotą rozwiązania. W silnikach ZI (a takie rozwiązania w samochodach osobowych były regułą) wobec niezbyt dużych obciążeń mechanicznych decydowano się na łożyskowanie wału korbowego co drugi cylinder, a w prostych konstrukcjach nawet tylko w przedniej i tylnej ścianie kadłuba. Liczba gniazd łożysk głównych w najczęściej spotykanych silnikach czterocylindrowych ograniczała się do trzech, w silnikach sześciocylindrowych rzędowych, które chętnie były stosowane do samochodów ciężarowych i osobowych o wyższym standardzie, do czterech.

Najprostszym tego typu rozwiązaniem był silnik samochodu FIAT 500, przedstawiony na rys. 11.3. Mimo czterech cylindrów ustawionych rzędowo, wał korbowy był podparty jedynie w dwu łożyskach, znajdujących swoje wsparcie w ścianie przedniej i tylnej kadłuba. Takie rozwiązanie pozwoliło na ułożyskowanie czopów głównych wału korbowego w pełnych cylindrycznych panewkach, bez konieczności ich podziału na dwie części. Panewka od strony koła zamachowego była osadzona w gnieździe w otworze tylnej ściany kadłuba. Średnica otworu była na tyle duża,

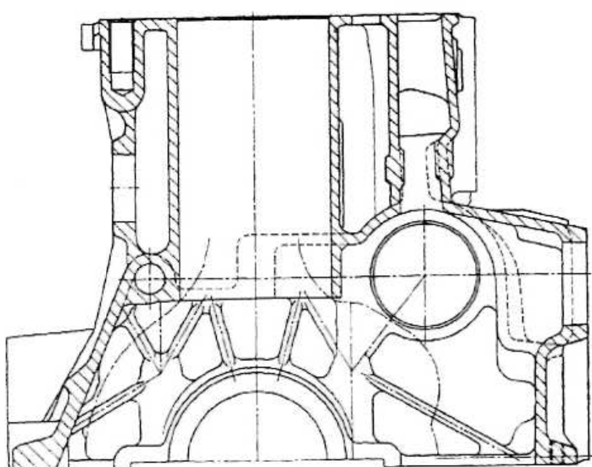
że pozwalała na wsunięcie wału od tylnej strony silnika i osadzenie przedniego czopa głównego w cylindrycznej, jednoczęściowej panewce przedniej. Jak wspomniano, upraszczało to znacznie odlew dolnej części kadłuba. Rozwiązanie to jednak charakteryzowało się małą sztywnością, mogło być zatem stosowane do silników niezbyt wysilonych, wolnoobrotowych. W górnej części kadłuba znajdowały się przestrzenie wodne do chłodzenia cylindrów.

Głowica pełniła głównie rolę zespołu zamykającego cylindry od góry (patrz rys. 11.3). Przesunięta w kierunku zaworów komora spalania również znajdowała się w głowicy. Przestrzeń cieczy chłodzącej, mająca bardzo prosty kształt, służyła do odprowadzania ciepła z komór spalania. Przestrzeń ta, o zazwyczaj zwiększającym się przekroju w kierunku wypływu z głowicy, odprowadzała gorącą ciecz chłodzącą przewodami do chłodnicy. Taki charakterystyczny rozszerzający się kanał wyprowadzający gorącą wodę do chłodnicy, wynikał ze wzrostu natężenia przepływu cieczy zbieranej z przestrzeni między kolejnymi cylindrami. Przepływ był wymuszony siłami grawitacji, ale często także dodatkowo pompą cieczy chłodzącej.

Kadłub służył do osadzenia rozrusznika, kolektora dolotowego z gaźnikiem i kolektora wylotowego. Na głowicy znajdował się wspornik do osadzenia prądnicy, często — jak w omawianym rozwiązaniu — o wspólnej osi z wentylatorem chłodnicy. Takie rozwiązanie jednolitego kadłuba umożliwia kilka kolejnych napraw przez wytaczanie na kolejne wymiary naprawcze.

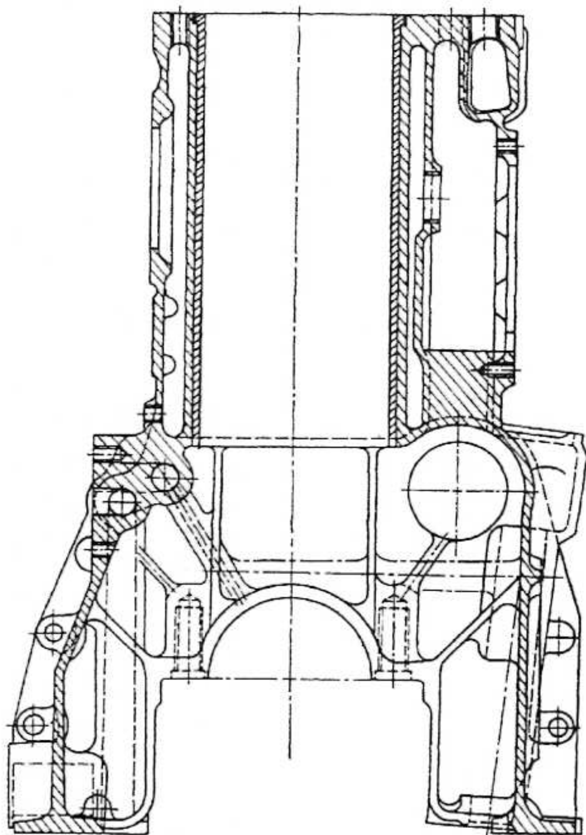
Przeniesienie zaworów do głowicy (w silniku górnozaworowym) wprowadziło pewne uproszczenie konstrukcji górnej części kadłuba, nie występowały tu już bowiem kanały dolotowe i wylotowe. Zazwyczaj w pierwszych konstrukcjach silników górnozaworowych wał rozrządu był ułożyskowany w górnej części skrzyni korbowej, wsparty w gniazdach umieszczonych stosunkowo blisko wału korbowego (rys. 13.2).

Ponieważ silniki górnozaworowe o zapłonie iskrowym charakteryzowały się większymi prędkościami obrotowymi oraz wyższymi wartościami średniego ciśnienia użytecznego, przeto obciążenie wału korbowego było coraz większe. Również obciążenie wałów korbowych silników o zapłonie samoczynnym zwiększało się, szczególnie w przypadku ich doładowania. W efekcie konstruktorzy coraz częściej umieszczali łożyska główne między każdym cylindrem. Kadłub w części dolnej stawał się coraz bardziej skomplikowany, ze względu na coraz większą liczbę gniazd łożysk głównych.

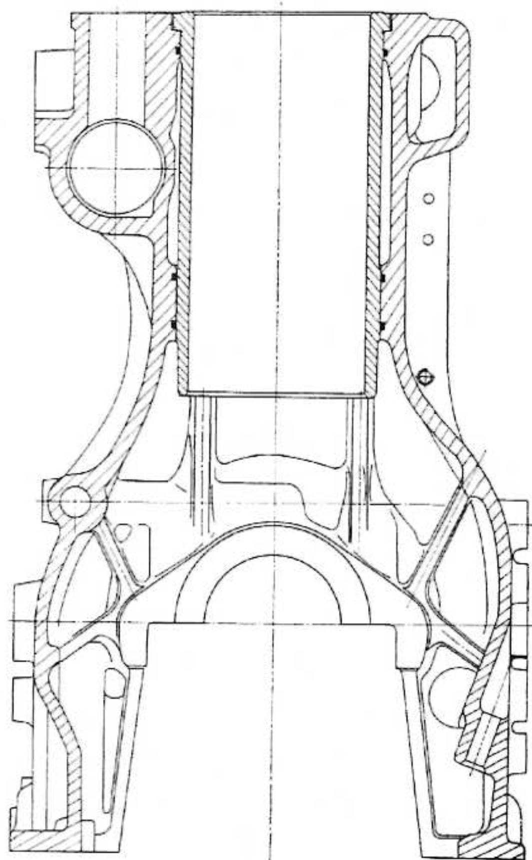


**Rys. 13.2.** Przykład kadłuba silnika górnozaworowego [4]

W znacznej większości rozwiązań kadłub był odlewem żeliwnym. Pozwalało to na odlanie cylindrów razem z kadłubem. Takie rozwiązanie ułatwiało prowadzenie kolejnych wymiarów naprawczych, ale także umożliwiało zmniejszenie odległości między osiami cylindrów, co korzystnie wpływało na sztywność i trwałość konstrukcji oraz na masę całkowitą silnika. Ponad gniazdami wału rozrządu były po-



**Rys. 13.3.** Przykład kadłuba silnika górnozaworowego z suchymi tulejami cylindrów [4]



**Rys. 13.4.** Przykład kadłuba silnika górnozaworowego z mokrą tuleją cylindra [4]

prowadzone otwory do osadzenia popychaczy oraz drążków popychaczy. Korzystną cechą tego typu kadłubów było także dobre chłodzenie cylindrów, zwiększenie sztywności, również dzięki występowaniu podwójnych ścian (cylindra i kadłuba). Na rysunku 13.3 przedstawiono przekrój poprzeczny kadłuba silnika górnozaworowego, wyposażonego w suche tuleje cylindrów. Rozwiązanie to charakteryzuje się także innym sposobem podziału skrzyni korbowej. Płaszczyzna podziału znajduje się poniżej osi wału korbowego, co wpływa korzystnie na zwiększenie sztywności tego zespołu.

Zastosowanie suchych tulei charakteryzuje się następującymi zaletami:

— możliwością użycia tulei wymiennych z materiału o lepszych własnościach z punktu widzenia pracy w podwyższonych temperaturach, z jednoczesną możliwością zastosowania na kadłub materiałów o dobrych własnościach odlewniczych;

— łatwością naprawy przez wymianę samej tulei cylindra;

— zachowaniem dużej sztywności kadłuba (podobnie występują tu dwie ściany: cylindra i zewnętrzna kadłuba).

Zastosowanie suchych tulei cylindrów miało także wady, a mianowicie:

— gorsze odprowadzanie ciepła od tulei przez ścianę cylindra w kadłubie do cieczy chłodzącej; niedokładności obróbki zewnętrznej powierzchni cylindrycznej tulei oraz otworu cylindra w kadłubie, jak również odkształcenia termiczne tych powierzchni w czasie pracy silnika doprowadzały do miejscowej utraty metalicznego kontaktu między tymi zespołami, w efekcie powstawała bariera na drodze

odprowadzania ciepła, co z kolei wywoływało lokalny wzrost temperatury i odkształcenia tulei cylindra;

— wymagana bardzo duża dokładność obróbki współpracujących powierzchni kadłuba i tulei;
— większa sumaryczna grubość ścianek między sąsiadującymi cylindrami; wymiar ten decydował o zwiększeniu całkowitej długości silnika, zatem o jego masie i sztywności;
— utrudniony odlew kadłuba, w którym jest konieczne umiejscowienie rdzeni do wytworzenia przestrzeni cieczy chłodzącej.

Procedura odlewnicza wymusza zastosowanie otworów w ścianach kadłuba do podtrzymywania rdzeni. Pozostają zatem w kadłubie technologiczne otwory, które później muszą być zaślepione. Miejsce to jest w czasie eksploatacji silnika potencjalnym źródłem nieszczelności układu chłodzenia. Warto tu jednak wspomnieć, że omawiane otwory spełniały mimo to również pozytywną rolę: zaślepki były swego rodzaju bezpiecznikami w układzie chłodzenia wodą, umożliwiając zwiększenie objętości zamarzającej wody w razie przypadkowego pozostawienia jej w układzie w czasie mrozów. Należy pamiętać, że w latach 50. i 60. XX w. jeszcze nie stosowano powszechnie niezamarzających płynów chłodzących.

Gniazda łożysk wału rozrządu znajdowały się w większości rozwiązań w górnej części skrzyni korbowej. Wymagało to zwiększenia wymiaru poprzecznego kadłuba po stronie wału rozrządu, w celu usytuowania prowadnic popychaczy oraz przeprowadzenia drążków popychaczy. Przestrzeń ta często była zamykana przykręcaną pokrywą z wytłoczki blaszanej. Ułatwiała ona montaż drążków popychaczy w trakcie ewentualnej naprawy silnika. Przestrzeń, o której mowa, musiała być szczelnie zamknięta, gdyż zazwyczaj przepływał nią olej z górnej płyty głowicy do miski olejowej.

Niekiedy w silnikach charakteryzujących się większymi prędkościami obrotowymi, w celu zmniejszenia mas i skrócenia drążków popychaczy ułożyskowanie wału rozrządu przenoszono w okolicę górnej płyty kadłuba (patrz rozdz. 12, rys. 12.6). Wzdłuż ściany skrzyni korbowej po stronie przeciwnej do wału rozrządu wykonywano nadlew na prowadzenie otworu stanowiącego główny kanał oleju (tzw. magistralę olejową), z którego otworami wywierconymi w użebrowaniu olej silnikowy był doprowadzany do gniazd łożysk głównych.

W okolicach wału rozrządu silników ZI wykonywano również w kadłubie nadlew przeznaczony na gniazdo mocowania aparatu zapłonowego (wyeliminowanego później w elektronicznych układach zapłonowych).

Z reguły w wielocylindrowych silnikach ZS kadłuby z suchymi tulejami cylindrów były wykonywane w większości rozwiązań z żeliwa stopowego. Cechowała je duża sztywność, umiarkowana rozszerzalność cieplna, a także skuteczne tłumienie hałasu. W mniejszych silnikach, szczególnie o zapłonie iskrowym, przeznaczonych do samochodów osobowych, kadłuby tego typu coraz częściej odlewano ze stopów aluminium. Główną ich zaletą była lekkość konstrukcji oraz lepsze warunki odprowadzania ciepła od tulei, przez aluminiową ściankę cylindra do cieczy chłodzącej. Sztywność takiej konstrukcji była jednak mniejsza.

Na rysunku 13.4 pokazano kadłub silnika górnozaworowego z wałem rozrządu umieszczonym w górnej części bloku cylindrów, z mokrą tuleją cylindra. Roz-

wiązanie takie było stosowane zarówno w silnikach ZI, jak i ZS, przy czym w silnikach ZS płaszczyzna podziału skrzyni korbowej przebiegała zazwyczaj znacznie poniżej osi łożysk głównych wału korbowego, ze względu na możliwość uzyskania większej sztywności odlewu, a w silnikach ZI skrzynia korbowa często była dzielona na wysokości osi łożysk głównych wału korbowego.

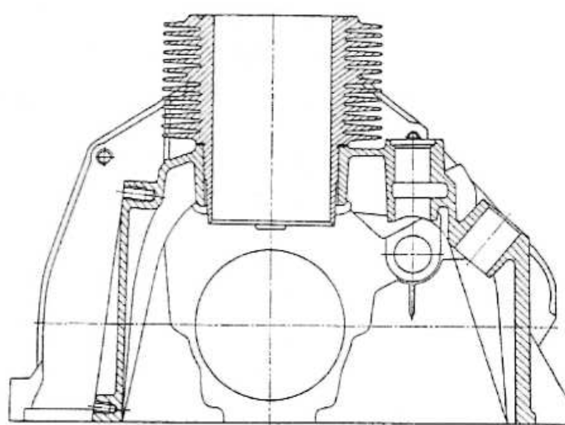
Gniazda łożysk głównych w silnikach ZS były rozmieszczone co każdy cylinder (było to regułą). W silnikach ZI były znane konstrukcje o ułożyskowaniu wału korbowego co drugi cylinder. Nadlewy do osadzenia łożysk wału rozrządu coraz częściej sytuowano w okolicy górnej płyty kadłuba, a nadlewy na główny kanał oleju — w górnej części ściany bocznej skrzyni korbowej.

Kadłuby silników z mokrymi tulejami cylindrów charakteryzowały się dobrym odprowadzaniem ciepła od tulei do cieczy chłodzącej. Wydaje się, że właśnie ta cecha była główną przyczyną wprowadzenia omawianego rozwiązania kadłuba. Bezpośredni kontakt cieczy chłodzącej z tuleją stwarzał bardzo dogodne warunki do uzyskania dużego współczynnika przewodności cieplnej od tulei do cieczy w układzie chłodzenia. Drugą istotną zaletą była łatwość wykonania odlewu bez konieczności stosowania trudnych do osadzenia w fazie odlewania rdzeni służących do wytworzenia zamkniętych przestrzeni cieczy chłodzącej. Ponadto rozwiązanie to miało zalety rozwiązań z tulejami suchymi: łatwość wymiany tulei (łatwość naprawy silnika), możliwość zastosowania różnych materiałów na tuleję cylindra (o dobrych własnościach ślizgowych) oraz na kadłub (o dobrych własnościach odlewniczych, w tym stopów aluminium).

Tego typu kadłuby miały też wady, do których należą:

— mniejsza sztywność, ze względu na pojedyncze ścianki kadłuba, a zatem konieczność zwiększenia grubości ścianki lub nadania specjalnych użebrowanych kształtów, co prowadziło do zwiększenia masy silnika;
— powstanie dosyć niebezpiecznego węzła, wymagającego uszczelnienia tulei i kadłuba, w celu uniemożliwienia przedostania się cieczy chłodzącej do miski olejowej;
— pewne niebezpieczeństwo zużycia kawitacyjnego tulei kontaktującej się z cieczą chłodzącą, podwyższona bowiem temperatura tulei sprzyja temu zjawisku;
— zwiększenie odległości między cylindrami w przypadku kołnierzowego podparcia tulei w górnej płycie kadłuba.

Oprócz zwiększonej grubości ścianki kadłuba z mokrymi tulejami cylindrów należało w nim jeszcze zmieścić zwiększoną średnicę zewnętrzną górnego kołnierza podpierającego. Ta cecha prowadziła do wspomnianego już wcześniej wydłużenia silnika (wzrostu jego masy, zmniejszenia sztywności). Należy tu podkreślić, że takie rozwiązanie podparcia tulei cylindra umożliwia swobodne jej wydłużanie wraz ze zmianą temperatury, co z punktu widzenia warunków pracy tulei jest korzystne, nie



**Rys. 13.5.** Przekrój poprzeczny kadłuba z cylindrami silnika chłodzonego powietrzem [4]

występują bowiem naprężenia z tytułu termicznych zmian wymiarowych, jak to ma miejsce w przypadku tulei podpartych na kołnierzu w dolnej części kadłuba.

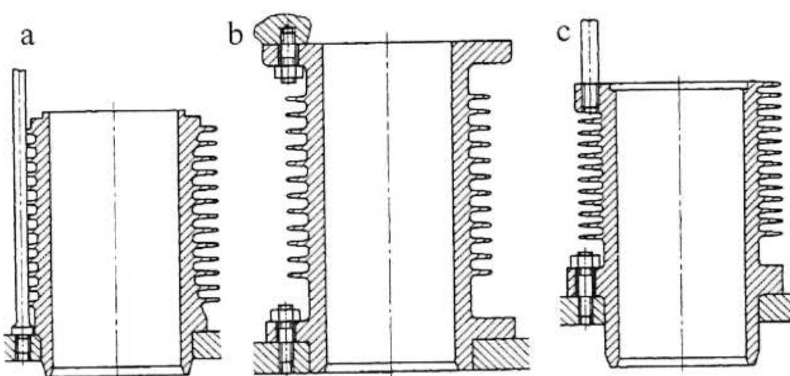
Poza silnikami chłodzonymi pośrednio — cieczą, stosowano również silniki chłodzone bezpośrednio — powietrzem (rys. 13.5). Były to rozwiązania spotykane głównie w silnikach ZI, ale czasami także w silnikach ZS. W rozwiązaniach tych kadłub w zasadzie ograniczał się do skrzyni korbowej, cylindry zaś były oddzielnymi elementami. W górnej części znajdowały się gniazda do osadzania kołnierzy cylindrów. Cylindry najczęściej wykonywano jako oddzielne, niezależne zespoły.

W celu zwiększenia sztywności, płaszczyzna podziału skrzyni korbowej przebiegała poniżej osi łożysk głównych. Ułożyskowanie wału korbowego, podobnie jak we wcześniej omawianych przypadkach, zależało od obciążenia silnika i jego rozmiarów. Łożyska były rozmieszczone co każdy cylinder lub co drugi. Gniazda łożysk wału rozrządu były odlewane w pobliżu górnej płyty skrzyni korbowej.

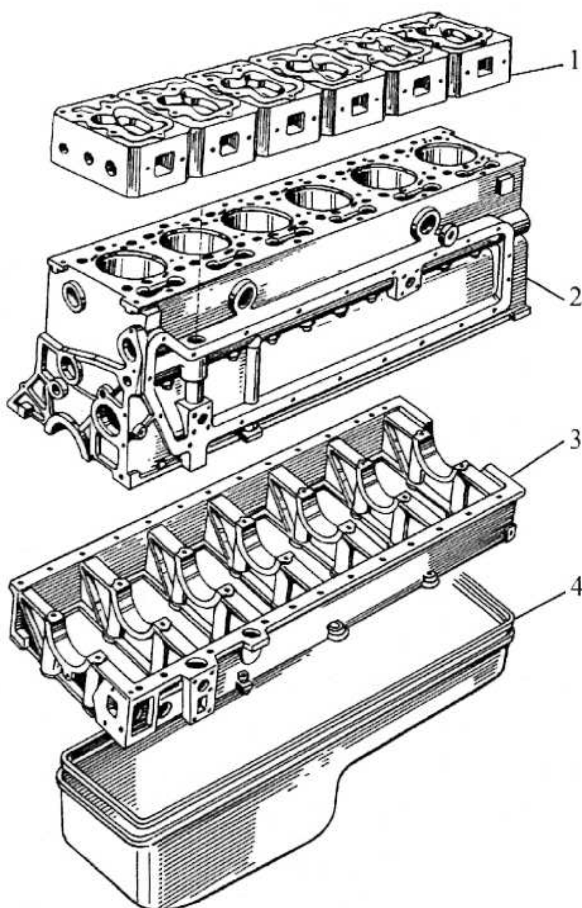
Cylindry wykonywane jako odlewy żeliwne zazwyczaj były dociskane długimi śrubami lub szpilkami ściągającymi, wkręcanymi w nadlewy górnej płyty skrzyni korbowej (rys. 13.6). Śruby te jednocześnie służyły do mocowania głowicy. Takie rozwiązanie odciążało cylindry od przenoszenia osiowych sił gazowych i usztywniało całość konstrukcji. Skrzynia korbowa była wykonywana jako odlew. W przypadku dużych silników samochodów ciężarowych był to zazwyczaj odlew z żeliwa stopowego, a w silnikach samochodów osobowych i bardzo popularnych silnikach motocyklowych — ze stopu aluminium.

Jak wielokrotnie wspominano, jedną z najistotniejszych cech kadłuba jest jego sztywność, różna dla różnych rozwiązań. W celu polepszenia tego parametru stosowano specjalne wzmocnienia, użebrowania itp. W silnikach bardziej obciążonych stosowano takie rozwiązanie, w którym pokrywy łożysk głównych zostały zespolone w monolitycznym odlewie przykręconym do kadłuba (rys. 13.7). Można w tym wypadku mówić o dwóch płaszczyznach podziału skrzyni korbowej: jednej w osi łożysk głównych wału korbowego i drugiej będącej dolną płaszczyzną zespołu pokryw, do której była już przykręcona miska olejowa. Takie rozwiązanie charakteryzowało się zwiększoną sztywnością skrzyni korbowej, co wynikało z dodatkowego przestrzennego łączenia z zespolonym odlewem pokryw łożysk głównych.

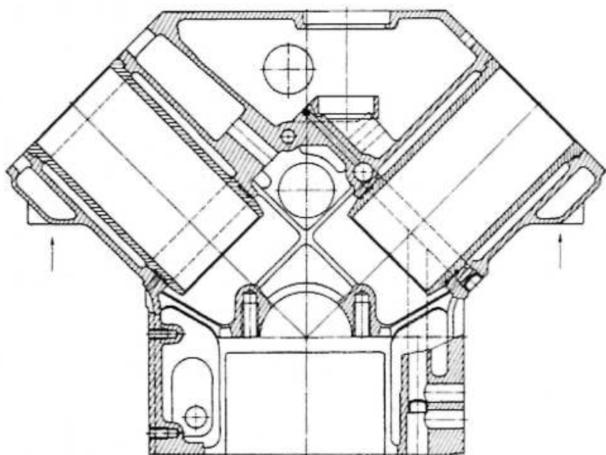
Omawiane wyżej rozwiązania dotyczyły silników rzędowych. W wielu samochodach ciężarowych oraz autobusach, a także w niektórych samochodach osobowych stosowano silniki widlaste (rys. 13.8) lub o cylindrach przeciwległych, tzw. bokser (rys. 13.9). Konstrukcja dwurzędowa charakteryzowała się stosunkowo dużą sztywnością kadłuba. Oba rzędy bloków cylindrów były bowiem wiązane ze sobą




**Rys. 13.6.** Sposoby mocowania cylindrów silników chłodzonych powietrzem [69]
*a* — cylinder odciążony od sił gazowych, *b*, *c* — cylinder obciążony siłami gazowymi




**Rys. 13.7.** Kadłub silnika z zespolonymi pokrywami łożysk głównych [69]
*1* — głowica, *2* — kadłub, *3* — zespolone pokrywy łożysk głównych, *4* — miska olejowa

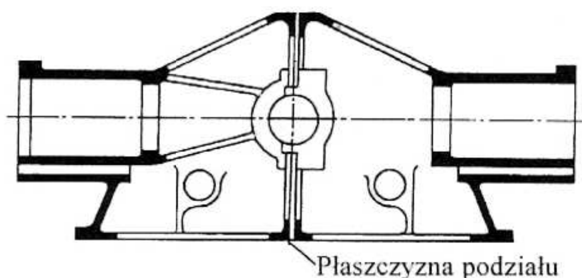


**Rys. 13.8.** Schemat kadłuba silnika widlastego [69]

nadlewami w części górnej. Konstrukcja taka powodowała zmniejszenie wymiaru podłużnego silnika, a zwiększenie wymiaru poprzecznego. Było to bardzo dobre rozwiązanie również ze względu na wykorzystanie miejsca w przedziale silnika samochodu zarówno ciężarowego lub autobusu, jak i samochodu osobowego. Centralne umieszczenie nadlewów gniazd łożysk wałka rozrządu w niedużej odległości od osi łożysk głównych wału korbowego ułatwiało rozwiązanie napędu wału rozrządu oraz dalsze jego przekazanie drążkami popychaczy usytuowanymi w przestrzeniach wewnętrznych ścian kadłuba. Utworzone miejsce między rzędami cylindrów było często wykorzystywane do osadzenia zespołów osprzętu silnika, takich jak pompa wtryskowa czy też alternator.

W celu zmniejszenia wymiaru pionowego silnika, który często służył do napędu autobusów (umieszczony pod podłogą), a także czasem samochodów osobowych (np. VOLKSWAGEN „Garbus"), stosowano rozwiązanie typu bokser.

Płaszczyzna podziału skrzyni korbowej była pionowa i dzieliła obie części kadłuba wzdłuż osi podłużnej łożysk głównych wału korbowego. Rozwiązanie to




**Rys. 13.9.** Zasada podziału i ogólny schemat konstrukcji silnika typu „bokser" [69]

pozwalało na zmniejszenie wymiarów wzdłużnych silnika, tak jak w przypadku silników widlastych. Wymagało jednak zazwyczaj dwóch wałów rozrządu o gniazdach łożysk przemieszczonych w kierunku każdego rzędu cylindrów. Rozwiązanie z jednym wałem rozrządu umieszczonym centralnie w okolicy osi łożysk głównych pociągało za sobą konieczność wprowadzenia długich (o dużej masie), podatnych na wyboczenie, drążków popychaczy.

Kadłuby opisanych typów były odlewane. W większości przypadków stosowanym materiałem były żeliwa stopowe. W lekkich, mało i średnio obciążonych silnikach samochodów osobowych były spotykane konstrukcje ze stopów aluminium. Pojawiały się także próby zastosowania stopów lekkich do silników samochodów ciężarowych. Przykładem może być chociażby próba wyposażenia wysokoprężnego silnika S359 samochodu STAR w taki kadłub. Jednak ze względu na ograniczoną, zbyt małą sztywność takiego rozwiązania w zasadzie stopy aluminium nie były stosowane jako materiał na kadłuby silników ZS.

W przypadku wykonania cylindra bezpośrednio w materiale kadłuba, cała konstrukcja była odlana z żeliwa o lepszych własnościach ślizgowych oraz zwiększonej trwałości na zużycie cierne. Jeśli tuleje były wymienne, na kadłuby stosowano żeliwa perlityczne. Kadłuby ze stopów lekkich odlewano ze stopów aluminium ze znaczącym dodatkiem krzemu (do ok. 10%, a czasem i nieco więcej). Aby polepszyć własności odlewnicze i zwiększyć wytrzymałość, stosowano dodatki stopowe.

Podstawowe własności oraz składy chemiczne typowych materiałów stosowanych na omawiane rodzaje kadłubów zestawiono w tabl. 13.1.

W większości rozwiązań silników w kadłubie były osadzone suche lub mokre tuleje cylindrów. O zaletach i wadach każdego z rozwiązań była mowa nieco wcześniej. Należy nadmienić, że mokre tuleje cylindrów występują często w wielu współczesnych silnikach ZS samochodów osobowych, ale głównie ciężarowych. Zazwyczaj są osadzone w górnej płycie kadłuba. Ich uszczelnienie w części dolnej zapewniają gumowe pierścienie typu „O''. W części górnej uszczelnienie zapewniają uszczelki podgłowicowe. Materiały stosowane na tuleje, ich własności mechaniczne i termiczne zestawiono w tabl. 13.2.

**Tabl. 13.1.** Składy chemiczne oraz własności mechaniczne materiałów na kadłuby silników [69]

| Materiał | Zawartość składników, % | | | | | | | | | | | Własności mechaniczne | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | Si | Mn | P | S | Cr | Ni | Cu | Zn | Ti | Mg | $R_m$ MPa | Twardość HB |
| Żeliwa stopowe | 3,0÷3,8 | 1,5÷2,5 | 1 | 0,3 | 0,12 | 0,6÷1,0 | — | — | — | — | — | 180 | 286 |
| | 3,0÷3,4 | 1,6÷2,3 | 0,5÷0,9 | 0,3 | 0,11 | 0,2÷0,6 | — | — | — | — | — | 220 | 245 |
| | 2,8÷3,2 | 1,2÷1,7 | 0,7÷1,0 | 0,2 | 0,11 | — | 0,4÷0,8 | — | — | — | — | 260 | 200 |
| | 3,8÷3,4 | 1,8÷2,5 | 0,5÷0,8 | 0,25 | 0,11 | 0,15÷0,45 | 0,2÷0,8 | — | — | — | — | 240 | 286 |
| | 3,2÷3,6 | 1,6÷2,4 | 0,6÷0,9 | 0,20 | 0,10 | 0,2÷0,4 | 0,1÷0,4 | 0,5÷1,0 | — | — | — | 300 | 260 |
| Stopy aluminium | — | 6÷8 | 0,1÷0,5 | — | — | — | — | 0,2 | 0,2 | — | 0,25÷0,4 | 160 | 60 |
| | — | 8,5÷10,5 | 0,25÷0,5 | — | — | — | — | 0,3 | 0,2 | 0,15 | 0,25÷0,4 | 180 | 60 |
| | — | 5÷7 | 0,3÷0,6 | — | — | — | 0,5 | 3÷5 | 2,0 | 0,15 | 0,5 | 170 | 70 |

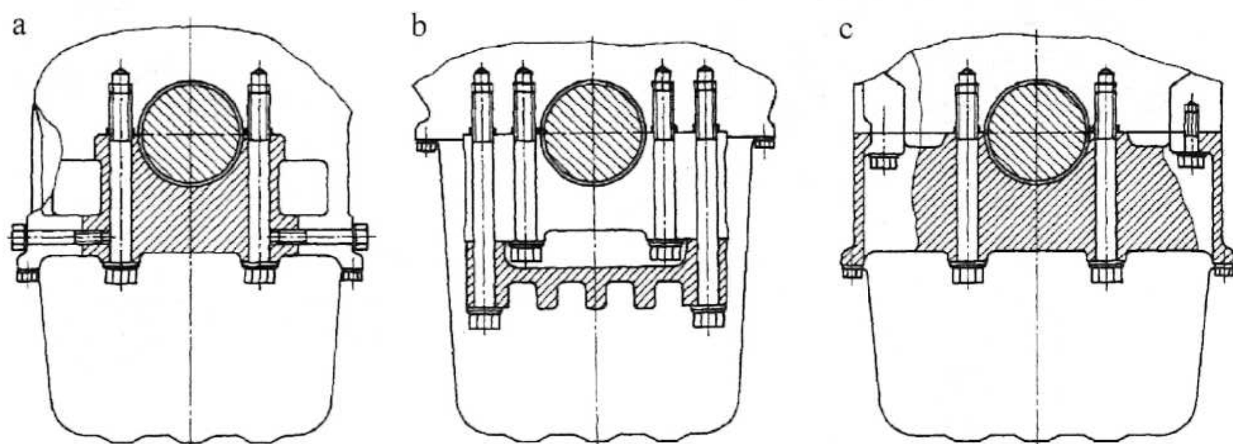
**Tabl. 13.2.** Skład chemiczny oraz twardość materiałów stosowanych na tuleje cylindrów [69]

| Materiał | Zawartość składników, % | | | | | | | | | | Twardość HB |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | Si | Mn | P | S | Cr | Ni | Mo | Cu | Sn | |
| Żeliwo typowe | 3,2÷3,5 | 1,8÷2,2 | 0,6÷1,0 | 0,3÷0,5 | 0,07 | 0,2÷0,5 | — | — | — | — | 200÷260 |
| Żeliwo Cr-Ni o dużej odporności na zużycie i duże obciążenia mechaniczne | 3,2÷3,5 | 1,8÷2,2 | 0,6÷1,0 | 0,3÷0,5 | 0,07 | 0,2÷0,5 | 0,5÷0,8 | — | — | — | 220÷280 |
| Żeliwo Cr-Mo o dużej odporności na zużycie i duże obciążenia cieplne | 3,2÷3,5 | 1,8÷2,2 | 0,6÷1,0 | 0,3÷0,5 | 0,07 | 0,2÷0,5 | — | 0,3÷0,6 | — | — | 230÷290 |
| Żeliwo Cr-Mo o bardzo dobrych własnościach ślizgowych | 3,8÷4,3 | 1,0÷1,4 | 0,1÷0,35 | 0,1÷0,4 | 0,04 | 0,2÷0,4 | | 0,2÷0,6 | 0,4÷0,8 | 0,4÷0,6 | 180÷240 |

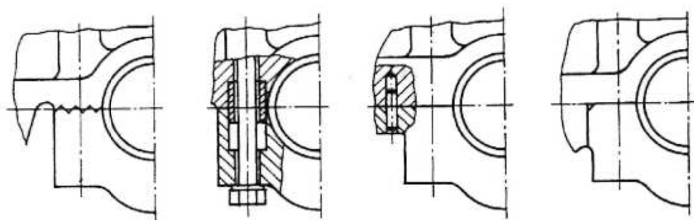
Kolejnym bardzo ważnym węzłem konstrukcji kadłuba były pokrywy łożysk głównych. Często przejmowały one zadanie usztywniania dolnej części skrzyni korbowej. Jedno z rozwiązań (za pomocą zespolonej płyty z pokrywami łożysk) zostało pokazane na rys. 13.7. Rolę wzmocnienia dolnej części skrzyni korbowej przejmują także rozbudowane pokrywy przykręcane do nadlewów gniazd łożysk głównych lub pojedyncze pokrywy przykręcane do ścian bocznych skrzyni korbowej (rys. 13.10).

Pokrywy łożysk głównych powinny być starannie ustalone w stosunku do gniazd w ten sposób, by stosowane zamki odciążały śruby mocujące pokrywy do gniazd od sił ścinających. Śruby te są bowiem silnie obciążone siłami gazowymi oraz siłami bezwładności. W celu zmniejszenia ich obciążeń zazwyczaj stosowano rozwiązanie przedstawione na rys. 13.11.

Bardzo istotnym elementem zamykającym przestrzeń komory spalania jest głowica silnika. Jak wspomniano, głowice silników dolnozaworowych były bardzo



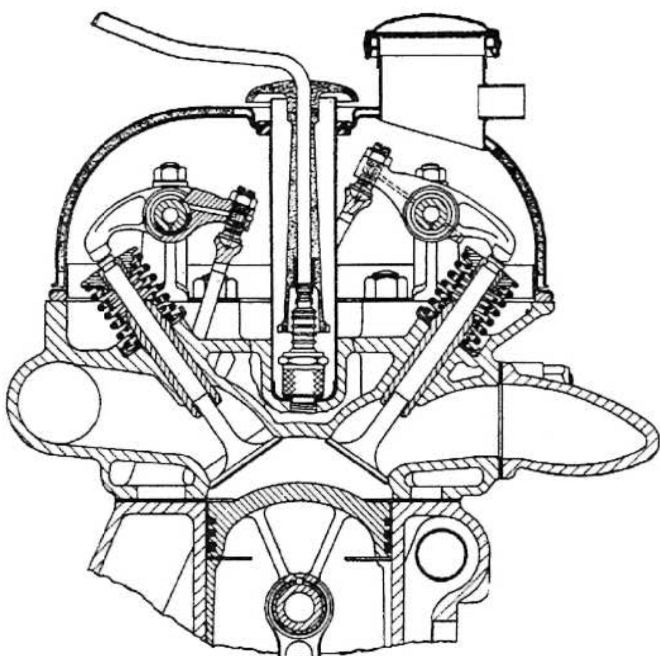

**Rys. 13.10.** Sposoby usztywnienia skrzyni korbowej [69]
*a* — śrubami poziomymi, *b* — dodatkową płytą przykręcaną do gniazda łożyska i opierającą się na pokrywach, *c* — za pomocą zespolonej płyty z pokrywami łożysk



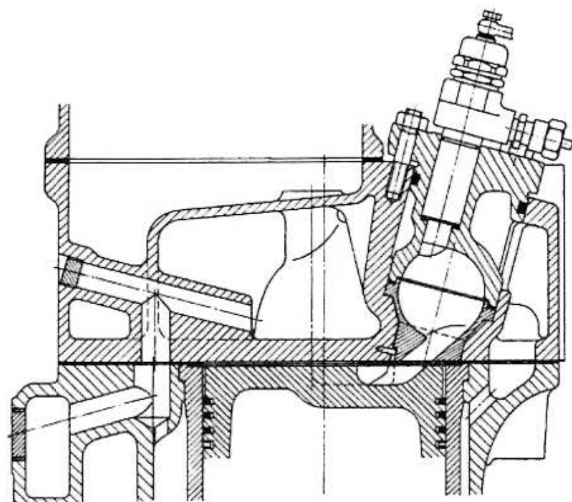
**Rys. 13.11.** Rozwiązanie konstrukcyjne sposobów ustalenia pokryw i gniazd łożysk głównych [69]

prostej konstrukcji (patrz rys. 11.3). Już w okresie międzywojennym dostrzeżono korzyści wynikające z zastosowania rozrządu górnozaworowego, który jednak skomplikował konstrukcję głowicy silnika. Oprócz przestrzeni wodnych musiały być poprowadzone kanały dolotowe, wylotowe, a także doprowadzające olej do osi dźwigni zaworów. Głowica stała się najbardziej złożonym odlewanym zespołem silnika. Ponadto płyta górna stanowiła miejsce osadzenia wsporników osi dźwigni zaworów. W głowicy musiały się też znaleźć kanały do przeprowadzenia drążków popychaczy i sprowadzenia oleju z płyty górnej do popychaczy (tu następowało smarowanie krzywek oraz popychaczy w prowadnicach) i dalej do miski olejowej. W rozwiązaniach popularnych silników zarówno ZI, jak i ZS przez wiele lat dominował układ dwóch zaworów na jeden cylinder. W silnikach o większych objętościowych wskaźnikach mocy stosowano już także rozrząd czterozaworowy, pozostawiając ułożyskowanie wału rozrządu w kadłubie silnika. Głowice były odlewane, a potem następowała obróbka mechaniczna płyty górnej i dolnej, wiercenie otworów, rozwiercanie gniazd itp.

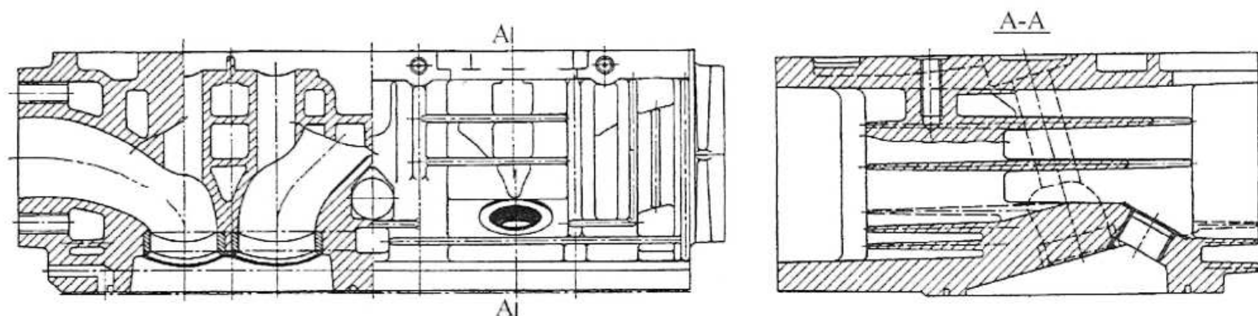
W rzędowych silnikach samochodów osobowych, mających do sześciu cylindrów w jednym rzędzie, stosowano głowice jednolite, dzięki czemu górna część kadłuba miała większą sztywność. W większych silnikach samochodów ciężarowych często stosowano jedną wspólną głowicę dla dwóch cylindrów lub wręcz oddzielną, pojedynczą dla każdego cylindra.



**Rys. 13.12.** Przekrój poprzeczny głowicy górnozaworowego silnika ZI z wałem rozrządu w kadłubie [69]



**Rys. 13.13.** Przekroje głowicy silnika ZS o wtrysku do komory wirowej [69]




**Rys. 13.14.** Głowica górnozaworowego silnika ZI chłodzonego powietrzem [4]

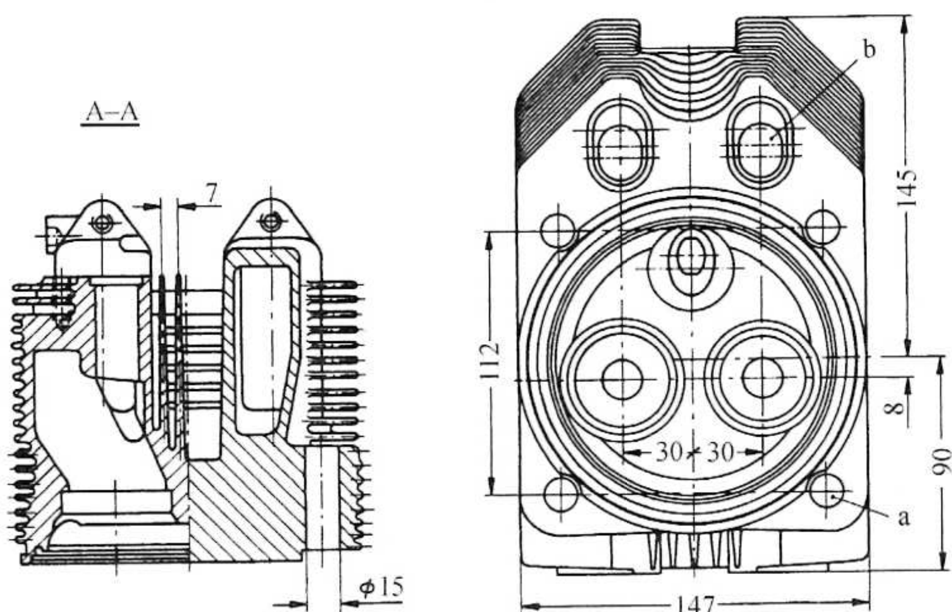
Przekrój typowej głowicy górnozaworowego silnika ZI z wałem rozrządu w kadłubie silnika przedstawiono na rys. 13.12. Widoczne są kanały dolotowy i wylotowy, każdy wyprowadzony na przeciwną stronę głowicy, przestrzenie cieczy chłodzącej oraz niezbyt często stosowane obniżenie górnej płyty głowicy do wprowadzenia otworu świecy zapłonowej. Górna płyta głowicy służy do osadzenia wsporników osi dźwigni zaworów oraz odpowiednio ukształtowanych gniazd sprężyn zaworów. Powierzchnie boczne muszą być obrobione oraz zawierać gniazda dla śrub dwustronnych (tzw. szpilek) mocujących kolektory dolotowy i wylotowy. Przez całą wysokość głowicy muszą biec nadlewy, w których są wiercone otwory na śruby mocujące.

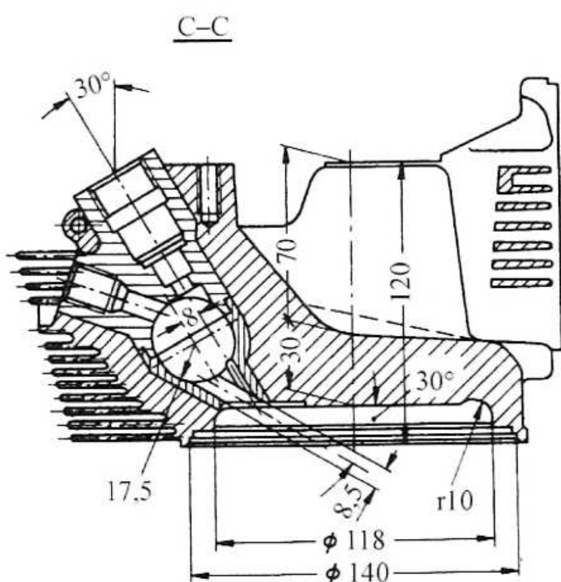
Na rysunku 13.13 pokazano głowicę silnika ZS o wtrysku do komory wirowej. Głowica taka musi mieć gniazdo do osadzenia komory wirowej oraz oprawy wtryskiwacza. Na obu przekrojach widoczny jest charakterystyczny sposób poprowadzenia kanału doprowadzającego ciecz chłodzącą tak, by intensywnie omywała gorący kanał wylotowy. Górna płyta głowicy oraz jej ściany boczne muszą zawierać podobnie jak w silniku ZI liczne elementy.

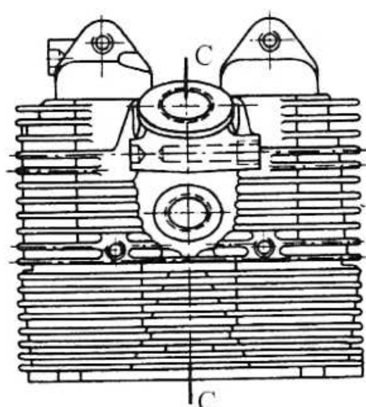
Silniki górnozaworowe chłodzone powietrzem charakteryzują się głowicą silnie użebrowaną zewnętrznie, która także musi zawierać kanały dolotowe i wylotowe. Stopień skomplikowania odlewu jest dosyć znaczny, dlatego też najczęściej każdy cylinder jest zamknięty oddzielną pojedynczą głowicą (rys. 13.14). Takie rozwiązanie gwarantuje stosunkowo dobre warunki chłodzenia. Nieczęsto spotyka się głowicę obejmującą dwa cylindry (rys. 13.15).

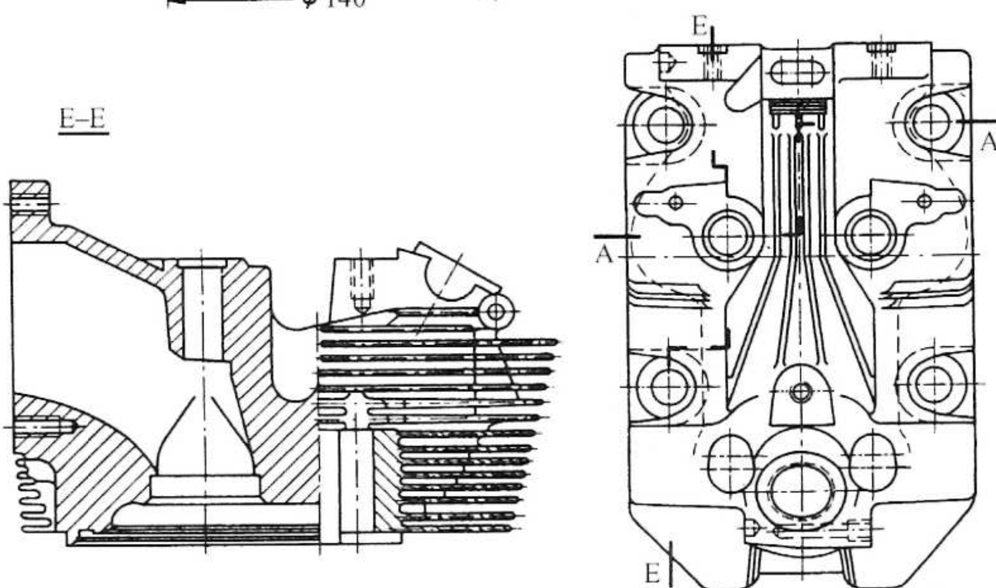
**Tabl. 13.3.** Składy chemiczne i niektóre własności mechaniczne materiałów stosowanych na głowice [69]

| Materiał | Zawartość składników, % | | | | | | | | | | | Własności mechaniczne | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | C | Si | Mn | P | S | Cr | Ni | Cu | Zn | Ti | Mg | $R_m$ MPa | Twardość HB |
| Żeliwa stopowe | 3,0÷3,8 | 1,5÷2,5 | 1 | 0,3 | 0,12 | 0,61÷1,0 | — | — | — | — | — | 180 | 286 |
| | 3,0÷3,4 | 1,6÷2,3 | 0,5÷0,9 | 0,3 | 0,11 | 0,2÷0,6 | — | — | — | — | — | 220 | 245 |
| | 2,8÷3,2 | 1,2÷1,7 | 0,7÷1,0 | 0,2 | 0,11 | — | 0,4÷0,8 | — | — | — | — | 260 | 200 |
| | 3,8÷3,4 | 1,8÷2,5 | 0,5÷0,8 | 0,25 | 0,11 | 0,15÷0,45 | 0,2÷0,8 | — | — | — | — | 240 | 286 |
| | 3,2÷3,6 | 1,6÷2,4 | 0,6÷0,9 | 0,20 | 0,10 | 0,2÷0,4 | 0,1÷0,4 | 0,5÷1,0 | — | — | — | 300 | 260 |
| Stopy aluminium | — | 6÷8 | 0,01÷0,5 | — | — | — | — | 0,2 | 0,2 | — | 0,25÷0,4 | 160 | 60 |
| | — | 8,5÷10,5 | 0,25÷0,5 | — | — | — | — | 0,3 | 0,2 | 0,15 | 0,25÷0,4 | 180 | 60 |
| | — | 5÷7 | 0,3÷0,6 | — | — | — | 0,5 | 3÷5 | 2,0 | 0,15 | 0,5 | 170 | 70 |

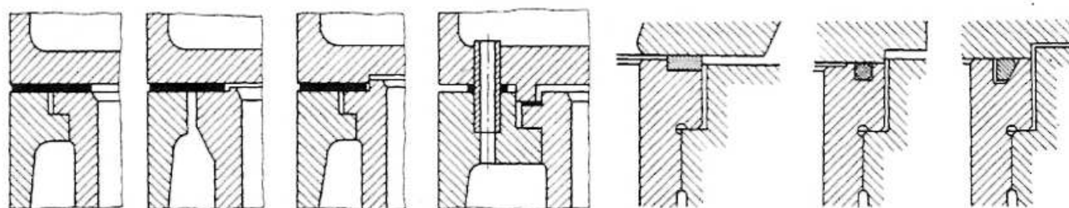



**Rys. 13.15.** Głowica silnika ZS chłodzonego powietrzem (DEUTZ) [69]



**Rys. 13.16.** Typowe uszczelnienia węzła konstrukcyjnego: głowice, kadłub, tuleja cylindra [69]

Głowice silników chłodzonych powietrzem są wykonywane jako odlewy ze stopów aluminium z dodatkami polepszającymi własności metalu o dobrym współczynniku przewodności cieplnej lub jako odlewy żeliwne (tabl. 13.3). Charakteryzują się starannym użebrowaniem, szczególnie w okolicy kanału wylotowego oraz gniazda osadzenia wirowej komory spalania.

Należy stwierdzić, że w omawianych typach silników ZI dominowały już głowice ze stopów aluminium, przy czym głowice silników chłodzonych powietrzem miały zwiększoną zawartość miedzi, cynku i magnezu, w celu polepszenia odprowadzania ciepła.

Bardzo istotne jest właściwe uszczelnienie węzła konstrukcyjnego: głowica, kadłub, tuleja cylindra. Należy tu przypomnieć, że uszczelka głowicy tu stosowana odgrywa bardzo odpowiedzialną rolę. Ma ona zadbać o oddzielenie kilku przestrzeni: cieczy chłodzącej, przestrzeni komory spalania, kanałów prowadzących olej pod ciśnieniem oraz kanałów odprowadzających olej do miski olejowej. Jest rzeczą oczywistą, że każdorazowe rozszczelnienie i awaryjne połączenie tych przestrzeni może prowadzić do groźnego w skutkach uszkodzenia silnika. Typowe sposoby uszczelniania omawianego węzła przedstawiono na rys. 13.16.

## 13.3. Współczesne konstrukcje kadłubów i głowic

### 13.3.1. Uwagi ogólne

W znanych współczesnych użytkowych pojazdach samochodowych kadłuby i głowice silników spełniają swą tradycyjną, opisaną wcześniej rolę: kadłub służy do osadzania układu tłokowo-korbowego i zespołów pomocniczych, głowica zamyka komorę spalania w części górnej i także służy jako miejsce osadzania zespołów pomocniczych silnika. Spotykane są także konstrukcje oparte na nieco innej koncepcji. Na przykład firma SAAB wprowadziła głowicę zintegrowaną z cylindrem. Taki zintegrowany zespół głowicy i cylindra był często stosowany w prostych dwusuwowych silnikach motocyklowych. Przyjęcie tej koncepcji przez firmę SAAB wynikało z chęci wprowadzenia ciągłej zmienności stopnia sprężania. Osadzenie czopów głównych wału korbowego pozostało w kadłubie. Prowadzenie tłoków zapewniał zintegrowany zespół głowicy i cylindra.

W rozwiązaniach klasycznych głowica współczesnych silników samochodowych staje się coraz bardziej skomplikowanym zespołem. W znakomitej większości spotykanych obecnie silników są bowiem stosowane cztery zawory na jeden cylinder. Zawory są napędzane od wałów rozrządu, umieszczonych na górnej płycie głowicy.

Wyjątek stanowią duże silniki samochodów ciężarowych, w których wał rozrządu jest ułożyskowany w górnej części kadłuba.

Można zatem powiedzieć, że w silnikach samochodów osobowych kadłub, z którego przeniesiono wał rozrządu, służy głównie do osadzania łożysk wału korbowego i prowadzenia tłoków. Oczywiście służy także do osadzania wielu urządzeń i zespołów pomocniczych. Głowica przejęła kompletny zespół rozrządu, ale oprócz tego ma — jak we wszystkich omawianych wcześniej rozwiązaniach — kanały dolotowe i wylotowe, przestrzenie cieczy chłodzącej, gniazda świec zapłonowych czy też wtryskiwaczy.

Zarówno kadłuby jak i głowice są odlewane. Stosowany na nie materiał jest różny. Kadłuby silników ZS w zasadzie są z żeliwa. Czynione próby stosowania metali lekkich często kończą się niepowodzeniem, ze względu na zbyt małą ich sztywność, szczególnie w silnikach doładowanych, obecnie dominujących. Kadłuby aluminiowe coraz częściej są spotykane w silnikach ZI, a więc mniejszych, stosowanych jedynie do napędu samochodów osobowych. Głowice silników samochodów osobowych (ZS i ZI) są wykonywane ze stopów aluminium. W silnikach dużych samochodów ciężarowych (ZS) przeważają głowice odlewane z żeliwa.

### 13.3.2. Kadłuby silników ZI

Współczesne silniki o zapłonie iskrowym są stosowane głównie do napędu samochodów osobowych oraz motocykli. Są to przeważnie silniki czterosuwowe. Charakterystyczną ich cechą jest stosunkowo duża prędkość obrotowa, przy której uzyskują moc znamionową. Kadłuby tych silników są odlewane. Do ich wykonania stosuje się dwa podstawowe materiały: żeliwa stopowe lub stopy aluminium.

Oba materiały charakteryzują się dobrymi własnościami odlewniczymi, różnią się jednak własnościami mechanicznymi. Cechami żeliwa jest stosunkowo duża twardość (240÷280 HB), która może być zwiększona dzięki hartowaniu lub azotowaniu, odporność na pracę w podwyższonych temperaturach, duży wskaźnik wytrzymałości zmęczeniowej, odporność na ścieranie, dobre własności ślizgowe. Podstawową wadą żeliw jest ich duża gęstość, około dwuipółkrotnie większa niż stopów aluminium oraz około trzykrotnie mniejsza zdolność do przewodzenia ciepła. Te dwie ostatnie cechy żeliwa oraz wspomniane wyżej dobre własności odlewnicze stopów lekkich powodują, że coraz częściej konstruktorzy i technolodzy stosują stopy aluminium na kadłuby silników, obecnie głównie o zapłonie iskrowym.

Wprawdzie silnik ZI charakteryzuje się mniejszymi wartościami sił gazowych obciążających układ tłokowo-korbowy (w porównaniu z wysokodoładowanymi silnikami ZS), to jednak, ze względu na znacznie większe prędkości obrotowe, obciążenia siłami bezwładności są znaczne. Mała gęstość stopów aluminium daje możliwość uzyskania lekkich konstrukcji silnika. Ta cecha jest bardzo istotna dla silników samochodów osobowych, gdyż udział masy silnika w masie całkowitej pojazdu jest znaczny. Prowadzi to do polepszenia dynamiki pojazdu i ograniczenia zużycia paliwa.

Druga cecha, dobre przewodnictwo cieplne, zapewnia obniżenie temperatury ścianek komory spalania, w efekcie ogranicza niebezpieczeństwo spalania stukowego

i umożliwia zwiększenie stopnia sprężania. Dzięki temu zwiększa się moc i sprawność ogólna. Niestety, stopy aluminium charakteryzują się znacznie mniejszą trwałością i gorszymi własnościami ślizgowymi, co powoduje mniejszą odporność na zużycie.

We wcześniejszych rozwiązaniach stosowano najczęściej suche lub mokre żeliwne tuleje cylindrów osadzane w aluminiowym kadłubie. Ze względu na zmniejszenie sztywności konstrukcji w przypadku stosowania tulei mokrych oraz trudności z uszczelnieniem przestrzeni cieczy chłodzącej (różne współczynniki rozszerzalności) i gorsze warunki odprowadzenia ciepła w przypadku tulei suchych, omawiane rozwiązania obecnie nie są stosowane. Wprowadzenie stopów aluminium jako materiału na kadłuby silników samochodowych (głównie osobowych) stało się możliwe po zastosowaniu specjalnych technologii, głównie w odniesieniu do warstwy gładzi cylindra współpracującej z tłokiem.

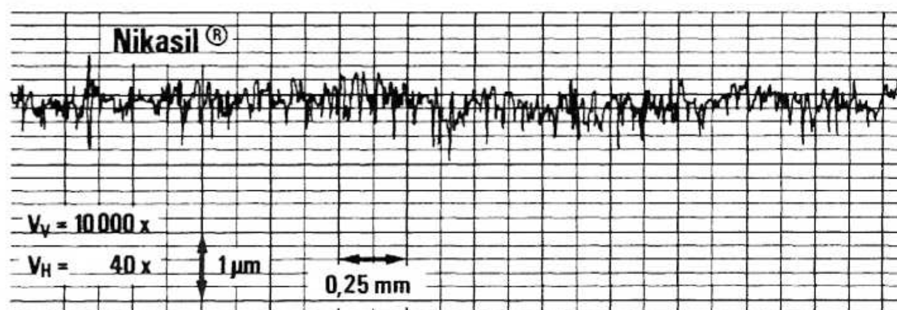
Według materiałów informacyjnych firmy MAHLE [35], znanego wytwórcy zespołów ze stopów aluminium, w celu poprawienia współpracy gładzi cylindra z tłokiem są stosowane niżej omówione technologie.

### Powierzchnia robocza cylindra pokryta materiałem o dobrych własnościach ślizgowych i odpornych na zużycie

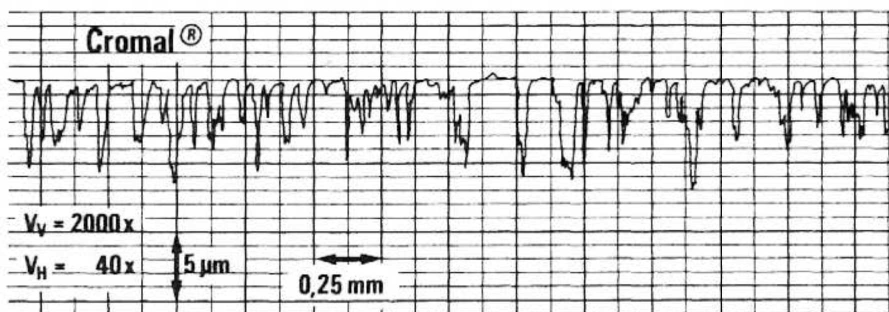
Takim materiałem może być nikiel, tworzący cienką powłokę grubości 0,06÷0,1mm, nanoszoną elektrolitycznie, z jednorodnymi wtrąceniami twardych cząstek krzemu i węglików (o wymiarze mniejszym niż 2,5 μm). Taka warstwa zewnętrzna podlega honowaniu (rys. 13.17). W efekcie uzyskuje się bardzo niewielką średnią wartość odchyłki profilu, ok. 0,4 μm, z maksymalnymi zagłębieniami wynoszącymi ok. 1,2 μm.

Tak przygotowana powierzchnia charakteryzuje się dużą odpornością na zużycie, m.in. dzięki twardości powierzchni i dobrej współpracy z tłokiem ze względu na specyficzne działanie zagłębień po honowaniu, spełniających rolę przestrzeni utrzymujących olej silnikowy. Obróbka gładzi według tej technologii była stosowana w przypadku szybkoobrotowych silników samochodów wyścigowych, a także w silnikach Wankla. W terminologii firmy MAHLE nosi nazwę NIKASIL.

Innym materiałem jest chrom, którego warstwę grubości 0,06÷0,08 mm również nanosi się elektrolitycznie. Proces ten jest poprzedzany radełkowaniem powierzchni cylindra, aby wytworzyć przestrzenie, w których jest przetrzymywany olej silnikowy. Powłoka chromowa jest następnie honowana przy użyciu diamentowego lub ceramicznego narzędzia honowniczego. Na koniec czasem jest stosowane docieranie z wykorzystaniem oleju z wtrąceniami twardych drobin krzemu i węglików. Tak uzyskana




**Rys. 13.17.** Profilogram niklowanej powierzchni roboczej cylindra aluminiowego po honowaniu [35]




**Rys. 13.18.** Profilogram chromowanej powierzchni roboczej cylindra aluminiowego [35]

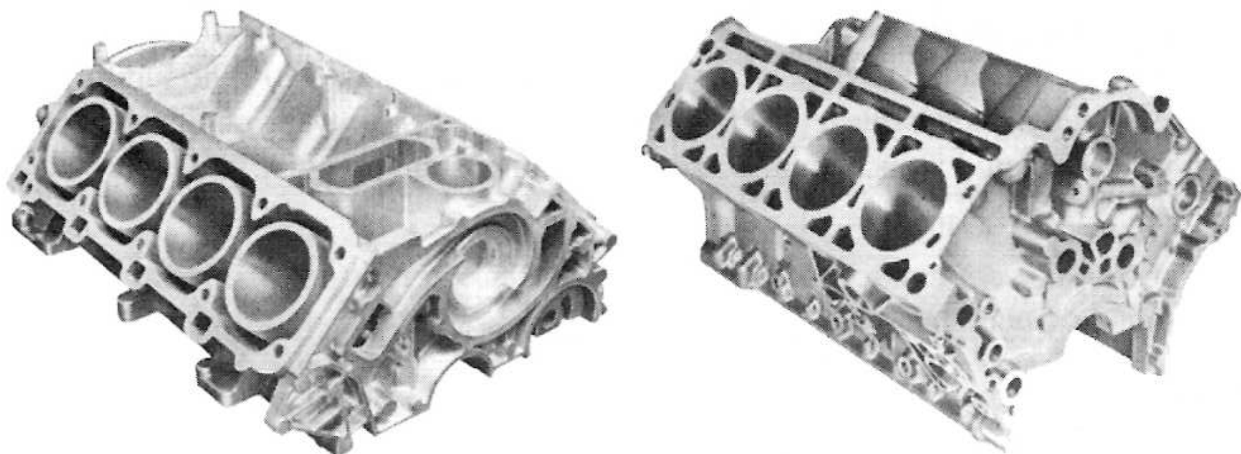
powierzchnia (rys. 13.18) charakteryzuje się średnią wartością odchyłki od profilu ok. 1,2 μm z maksymalnymi zagłębieniami wynoszącymi ok. 4,5 μm. Tworzy to bardzo dobrą powierzchnię współpracy z tłokiem oraz pierścieniami. Zagłębienia gromadzące olej silnikowy służą utrzymaniu filmu olejowego i zapewnieniu dobrych warunków do uzyskania dużej trwałości elementów.

Opisana technologia chromowania jest stosowana do małych dwu- i czterosuwowych silników o zapłonie iskrowym. W terminologii firmy MAHLE jest znana pod nazwą CROMAL.

Kolejnym sposobem przygotowania powierzchni aluminiowego cylindra jest płomieniowe pokrycie stopem żelaza. Po obróbce mechanicznej pozostałe mikropory oraz ślady narzędzia honującego stwarzają bardzo dobre warunki do utrzymywania warstwy oleju. Dobre własności ślizgowe oraz duża twardość powierzchni zapewniają dużą odporność na zużycie. W nazewnictwie firmy MAHLE tak przygotowaną powierzchnię określa się jako FERRAL.

**Powierzchnia robocza cylindra pokryta stopem aluminium o podwyższonych własnościach mechanicznych, szczególnie twardości i odporności na ścieranie**

Znanym powszechnie stopem jest hipereutektyczny stop aluminium, krzemu (17% zawartości) oraz miedzi (4÷5%) i magnezu (0,4÷0,7%). Technologia wykonania przewiduje elektrolityczne grawerowanie powierzchni cylindra przed honowaniem. Tak przygotowana powierzchnia aluminiowego cylindra bez dodatkowej powłoki roboczej wymaga chromowania współpracujących z nią płaszczyzn tłoka i pierścieni tłokowych. Według terminologii firmy MAHLE opisana technologia jest znana pod



**Rys. 13.19.** Kadłuby ze stopu aluminium o zwiększonej zawartości krzemu wg technologii SILUMAL [35]

**Tabl. 13.4.** Stosowane przez firmę MAHLE stopy aluminium na kadłuby, cylindry i inne zastosowania [35]

| Oznaczenie | MAHLE 105 | MAHLE 109 | MAHLE 120 | MAHLE 121 | MAHLE 147 | MAHLE 226 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Skład [%] | | | | | | |
| Si | 4,5÷6,0 | 9,0÷10,0 | 10,3÷13,5 | 10,3÷13,5 | 16,0÷18,0 | 7,5÷9,5 |
| Mg | 0,5÷0,8 | 0,2÷0,4 | 0,06÷0,12 | 0,1÷0,3 | 0,4÷0,7 | 0,3 |
| Cu | ≤0,03 | ≤0,01 | ≤0,1 | ≤0,1 | 4,0÷5,0 | 2,5÷3,5 |
| Fe | ≤0,4 | ≤0,4 | ≤0,25 | ≤0,25 | ≤0,7 | ≤1,3 |
| Mn | ≤0,5 | ≤0,4 | — | — | — | <0,5 |
| Zn | — | — | — | — | — | <0,7 |
| Al | reszta | reszta | reszta | reszta | reszta | reszta |
| Wytrzymałość na rozciąganie $R_{m\,0,2}$ [N/mm$^2$] | ≤260 | ≤260 | ≤140 | ≤145 | ≤200 | 240÷310 |
| Granica plastyczności $R_{p\,0,2}$ [N/mm$^2$] | ≤240 | ≤200 | ≤67 | ≤80 | ≤160 | 160÷240 |
| Wydłużenie względne przy zrywaniu $A$ [%] | ≤1 | ≤4 | ≤5 | ≤3,5 | ≤0,5 | 0,5÷3 |
| Twardość wg Brinella BHN 2,5/62,5 | ≤90 | ≤80 | 48÷60 | 50÷70 | 90÷120 | 80÷110 |
| Właściwości, zastosowanie | odporny na korozję, na cylindry użebrowane | odporny na korozję, na kadłuby silników chłodzonych wodą | odporny na korozję, do pracy w niezbyt wysokich temperaturach | jak MAHLE 120 | odporny na ścieranie, na kadłuby bez dodatkowych powłok | na odlewy ciśnieniowe |

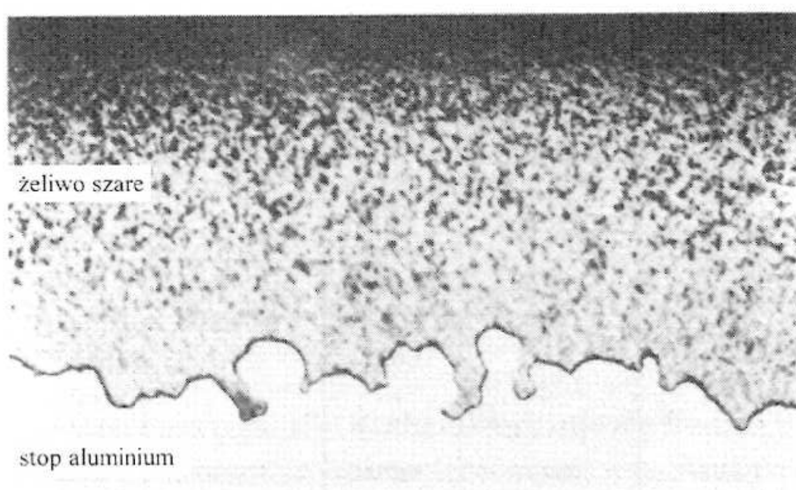
nazwą SILUMAL. Stosowana jest na kadłuby czterosuwowych silników ZI wykonywane jako odlewy niskociśnieniowe. Przykładowe kadłuby przedstawiono na rys. 13.19. Skład i własności stopu aluminium oraz innych stopów stosowanych na kadłuby aluminiowe znajdzie Czytelnik w tabl. 13.4.

Należy zauważyć, że zwiększenie twardości oraz odporności na zużycie jest wynikiem znacznego udziału krzemu w stopie oraz modyfikacji struktury odpowiednio dobranymi dodatkami stopowymi.

### Technologia kompozytowa

Przykładem jest rozwiązanie, w którym stop aluminium jest wylewany wokół wcześniej odlanej tulei cylindra z żeliwa szarego. Między tymi dwoma materiałami powstaje wiązanie metaliczne międzycząsteczkowe oraz dodatkowo wiązania typowo mechaniczne. Oprócz uzyskanej poprawy własności mechanicznych powłoki gładzi cylindra (z racji zastosowania warstwy żeliwa szarego), uzyskuje się silne powiązanie obu materiałów, a przede wszystkim dobre przewodzenie ciepła (znacznie lepsze od znanych rozwiązań suchych wciskanych tulei cylindrów). Strukturę na granicy obu materiałów przedstawiono na rys. 13.20.

Tego typu rozwiązania są stosowane w czterosuwowych silnikach chłodzonych powietrzem. Podobny efekt można uzyskać przygotowując wcześniej żeliwną tuleję,



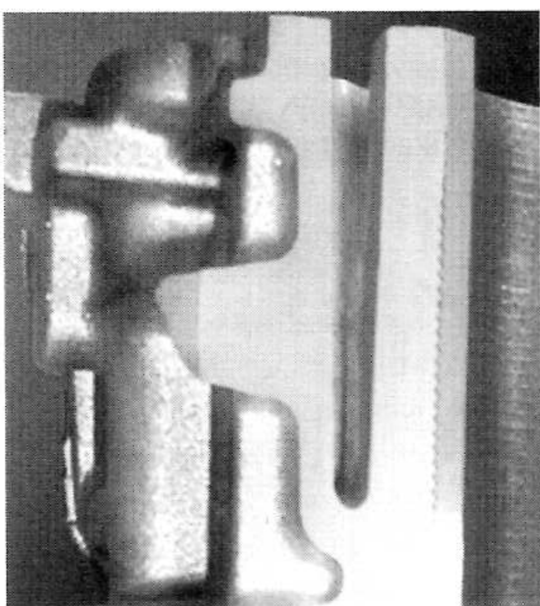

**Rys. 13.20.** Struktura na granicy cienkiej warstwy żeliwa szarego i stopu aluminium w przekroju gładzi cylindra wykonanego wg technologii BIRAL [35]

z odpowiednio ukształtowaną powierzchnią zewnętrzną, a następnie zalewając ją w stopie aluminium (rys. 13.21). Otrzymuje się w ten sposób połączenie obu materiałów z jednoczesnym zwiększeniem powierzchni przejmowania ciepła.

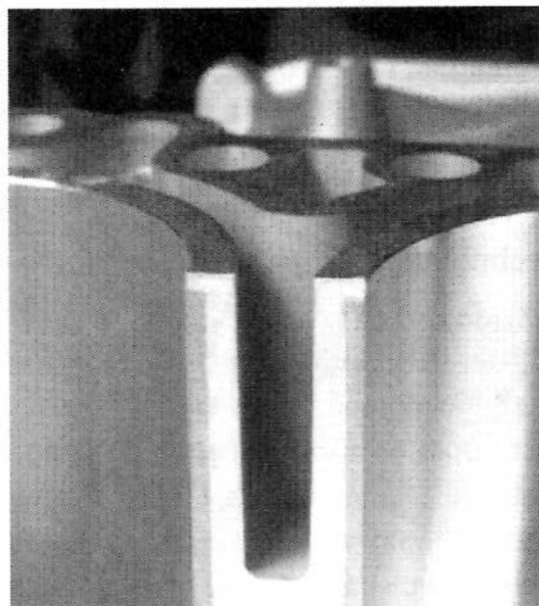
Jeszcze innym rozwiązaniem z grupy technologii kompozytowych jest zalanie tulei ze stopu aluminium o zwiększonej zawartości krzemu (rys. 13.22) w stopie aluminium typowym dla kadłuba silnika. Uzyskuje się wówczas powierzchnię roboczą tulei cylindra o większej twardości i odporności na zużycie, z jednoczesnym dobrym wiązaniem międzycząsteczkowym obu rodzajów stopów i bardzo dobrymi warunkami odprowadzania ciepła. To lokalne wzbogacenie w krzem na powierzchni roboczej cylindra jest znane w nazewnictwie firmy KOLBENSCHMIDT jako LOKASIL. Przykładem zastosowania zalewanych żeliwnych tulei w materiale ze stopu aluminium jest pięciocylindrowy silnik VOLVO (rys. 13.23).

Tuleje o zwiększonej zawartości krzemu (LOKASIL) zastosowano w 6-cylindrowym poziomym dwurzędowym silniku PORSCHE (rys. 13.24).

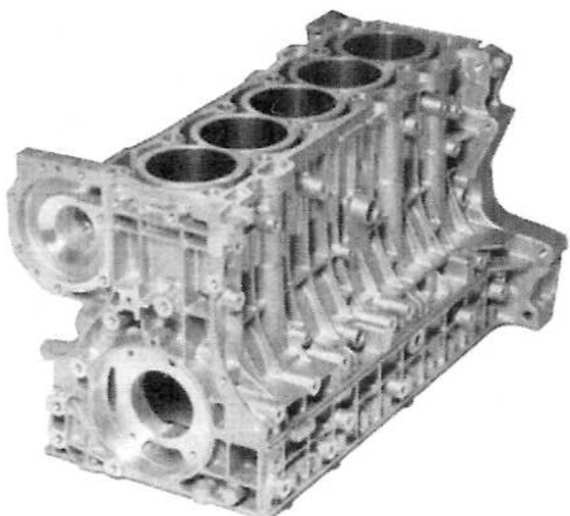
Podsumowując omawiane rozwiązania kadłubów ze stopów lekkich stosowanych do silników o zapłonie iskrowym należy stwierdzić, że ze względu na zachowanie



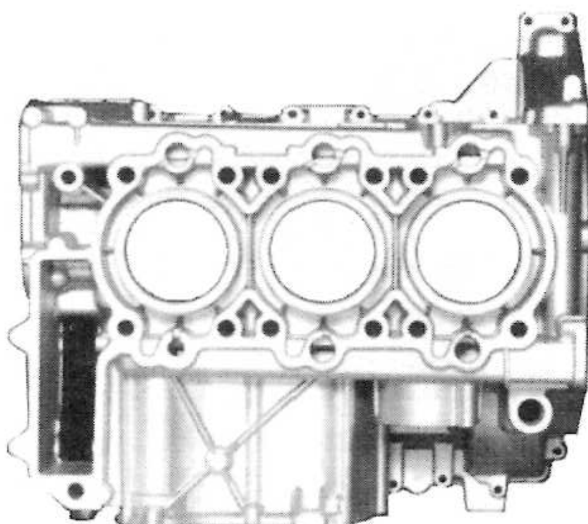
**Rys. 13.21.** Przykład tulei żeliwnej zalanej w stopie aluminium



**Rys. 13.22.** Przykład tulei ze stopu aluminium o zwiększonej zawartości krzemu [23]



**Rys. 13.23.** Aluminiowy kadłub pięciocylindrowego silnika VOLVO z zalanymi tulejami żeliwnymi [23]



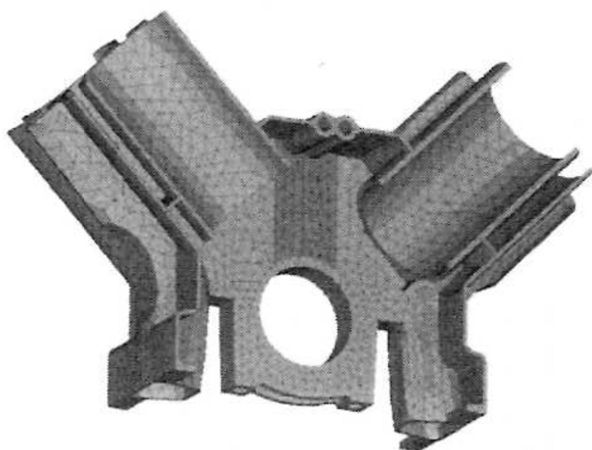
**Rys. 13.24.** Kadłub silnika PORSCHE z zalanymi tulejami ze stopu aluminium o zwiększonej zawartości krzemu [23]

sztywności kadłuba i cylindra zrezygnowano z mokrych tulei cylindrów. W celu zachowania dobrego odprowadzania ciepła zrezygnowano także z tulei suchych na rzecz omawianych wyżej lepszych powiązań warstwy tworzącej powierzchnię roboczą cylindra z materiałem kadłuba.

Według firmy MAHLE [35] stosowanie technologii kompozytowych odlewów ze stopów aluminium poprawia przewodnictwo cieplne i obniża temperaturę górnej części tulei cylindra w stosunku do kadłuba żeliwnego o ok. 10%, stosowanie cienkich warstw niklu, chromu lub żeliwa o ok. 16%, stosowanie zaś kadłuba ze stopu aluminium bez dodatkowych powłok — o ok. 17÷20%. Jak wspomniano na wstępie, jest to bardzo istotna cecha materiału, z którego jest wykonany cylinder, szczególnie w silniku ZI.

Aby uzyskać dużą sztywność przy niższych wskaźnikach wytrzymałości stopów aluminium, konstrukcję odlewu trzeba starannie obliczyć. Najczęściej jest stosowana metoda elementów skończonych. Pozwala ona na obliczenie naprężeń i odkształceń spowodowanych obciążeniami mechanicznymi oraz termicznymi i w związku z tym na dobór kształtu odlewu. Przykładowy model wycinka kadłuba z naniesioną siatką do obliczeń tą metodą ilustruje rys. 13.25.

W celu zachowania dużej sztywności przy minimalizowaniu wymiarów (masy odlewu) stosuje się znaczne ilości użebrowań ścian bocznych bloku cylindrów oraz skrzyni korbowej (patrz rys. 13.23). Dotyczy to także ściany przedniej i tylnej kadłuba. Jest to tym bardziej istotne, że w obecnych rozwiązaniach silników ZI wał rozrządu jest umieszczony w głowicy. Górna część kadłuba i bloku cylindrów staje się coraz bardziej smukła, nie ma nadlewów do osadzenia łożysk wału rozrządu. Zachowanie zatem dużej sztywności bloku cylindrów jest możliwe jedynie dzięki przemyślanemu zewnętrznemu i wewnętrznemu użebrowaniu. Aby zwiększyć sztywność skrzyni korbowej, bardzo często stosuje się zespolony odlew pokryw łożysk głównych, również starannie użebrowanych (patrz rys. 13.7). Zwiększeniu sztywności sprzyja także zmniejszenie liczby cylindrów w jednym rzędzie. Powszechnie dotychczas stosowane silniki sześciocylindrowe coraz częściej są zastępowane przez



**Rys. 13.25.** Model siatki do obliczeń kadłuba metodą elementów skończonych

silniki pięciocylindrowe. Innym rozwiązaniem jest silnik o dwurzędowym układzie cylindrów. W tym wypadku wymiar wzdłużny kadłuba jest znacznie mniejszy, łatwiej zatem o uzyskanie odpowiednio dużej sztywności.

Jak wspomniano, nadal jeszcze bardzo popularnym materiałem stosowanym na kadłuby silników o zapłonie iskrowym jest żeliwo stopowe. Chętnie jest ono stosowane w dalszym ciągu ze względu na lepsze własności wytrzymałościowe (opisane wyżej). Pozwala na zminimalizowanie wymiarów silnika (niestety przy jego większej masie niż w przypadku kadłuba ze stopów lekkich). Mniejsze wymiary, szczególnie długość całkowitą, uzyskuje się dzięki możliwości wykonania otworów cylindrów bezpośrednio w materiale kadłuba, co prowadzi do zmniejszenia odległości między osiami cylindrów. Grubość ścianek we wszystkich przekrojach jest także mniejsza. Istotną cechą jest też lepsza zdolność do tłumienia drgań, co prowadzi do obniżenia poziomu hałasu. Prowadzone są intensywne prace nad doskonaleniem żeliw, w celu zmniejszenia masy silnika.

Można stwierdzić, że przy opracowaniu żeliwnych konstrukcji kadłubów silników ZI obowiązują podobne zasady, jak dla kadłubów silników ZS stosowanych do samochodów osobowych. Omówienie tych rozwiązań i własności materiałów podano w punkcie 13.3.3.

W porównaniu z rozwiązaniem przedstawionym na rys. 13.23 (dotyczącym kadłuba ze stopu aluminium) odlew jest mniej skomplikowany, zwarty, z mniejszą ilością użebrowań. Charakterystyczną cechą jest możliwość zastosowania indywidualnych pokryw łożysk głównych. Nie ma potrzeby dodatkowego usztywniania skrzyni korbowej, miska olejowa może być prostej konstrukcji, w postaci wytłoczki z blachy stalowej. Mimo wspomnianej większej masy silnika kadłuby żeliwne są często stosowane do silników ZI, także ze względu na dłuższą ich trwałość związaną z większą sztywnością konstrukcji.

### 13.3.3. Kadłuby silników ZS

Jak już wspomniano, we współczesnych silnikach zarówno do samochodów osobowych, jak i ciężarowych stosowanym materiałem jest żeliwo stopowe o podwyższonych — w porównaniu z dotychczas stosowanym żeliwem szarym — właściwościach mechanicznych (tabl. 13.5). Szczegóły konstrukcyjne rozwiązań kadłubów silników stosowanych w samochodach osobowych BMW widać na rys. rys. 13.26 i 13.27.

Zastosowane żeliwo odbiega od znanej struktury żeliwa szarego sferoidalnego oraz żeliwa szarego płytkowego. Specyficzne ukształtowanie grafitu, opisane w pracy [3] jako „Vermiccular graphite", uzyskano w wyniku precyzyjnej obróbki cieplnej i przy ograniczonym do ok. 0,006÷0,013% udziale magnezu. Zastosowanie ma-

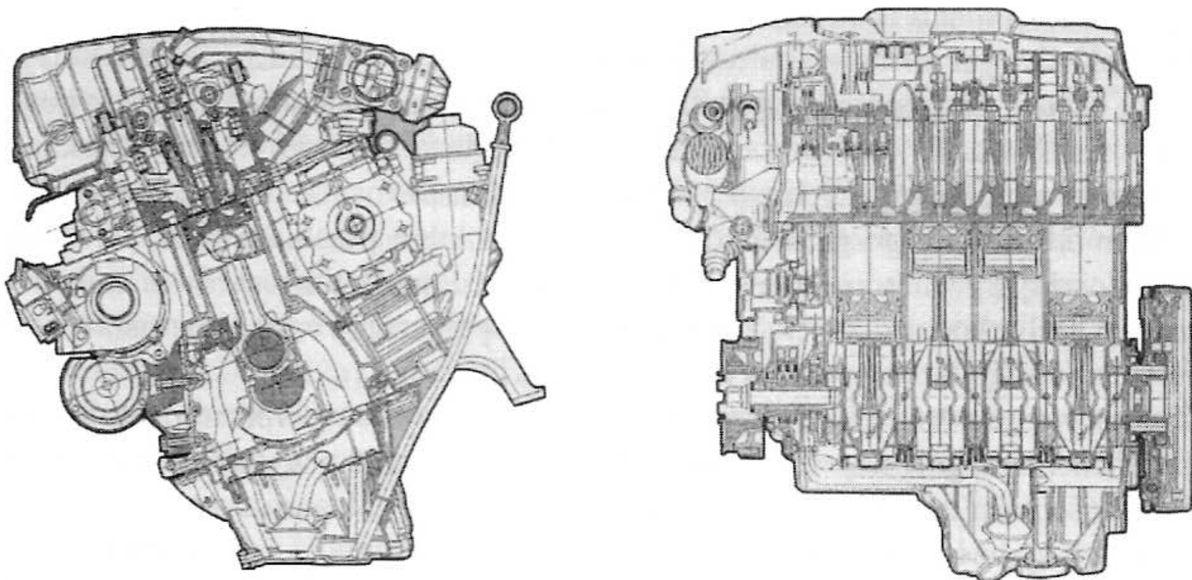
**Tabl. 13.5.** Podstawowe własności żeliwa stosowanego na kadłuby silników [3]

| Parametr | Żeliwo o podwyższonych własnościach | Żeliwo szare |
|---|---|---|
| Wytrzymałość na rozciąganie $R_m$ [MPa] | 500 | 250 |
| Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie $\sigma_{zg}$ [MPa] | 250 | 120 |
| Moduł sprężystości $E$ [MPa] | 170 000 | 115 000 |

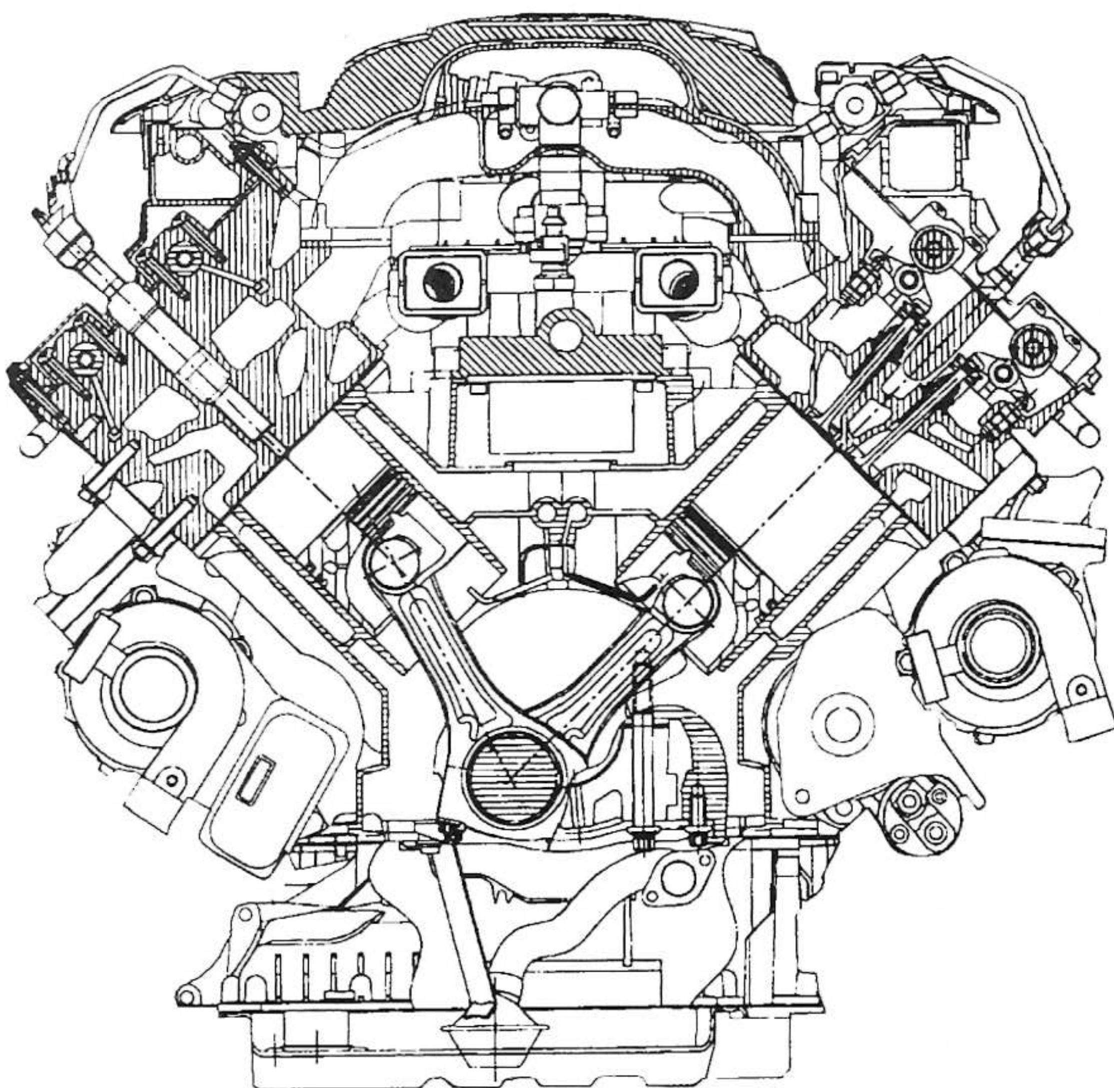
teriału tak znacznie ulepszonego umożliwiło zmniejszenie masy silnika o ok. 20%. Materiał ten wpływa także na obniżenie poziomu hałasu.

W obu silnikach (patrz rys. 13.26 i 13.27) cylindry są wytaczane bezpośrednio w materiale kadłuba. Bloki cylindrów uzyskują w ten sposób dwie ścianki: ściankę zewnętrzną oraz ściankę stanowiącą cylinder, co zwiększa sztywność górnej części kadłuba. Wymagane jest staranne osadzenie rdzeni odlewniczych do utworzenia zamkniętych przestrzeni cieczy chłodzącej. Takie rozwiązanie prowadzi do zmniejszenia całkowitej długości (a zatem i masy) silnika. W silniku widlastym przedstawionym na rys. 13.27 minimalna długość między ściankami sąsiadujących cylindrów wynosi 14 mm. Należy tu zauważyć, że przestrzeń cieczy chłodzącej obejmuje cylinder na całym obwodzie.

W silniku rzędowym przedstawionym na rys. 13.26 odległość ta została zmniejszona do 7 mm. Zrezygnowano tu z przestrzeni cieczy chłodzącej wzdłuż linii styku ścian cylindrów sąsiadujących. Płaszczyzna podziału obydwu omawianych kadłubów została poprowadzona poniżej osi łożysk czopów głównych. Miski olejowe są wykonane z aluminiowych odlewów. W silniku widlastym miska składa się z dwóch części. Część dolną, będącą swego rodzaju pokrywą, stanowi wytłoczka stalowa. Część górna, wykonana jako odlew aluminiowy, jest silnie użebrowana, co poprawia warunki odprowadzania ciepła od oleju silnikowego, w pewnym stopniu usztywnia



**Rys. 13.26.** Przekroje rzędowego silnika ZS (BMW [2])
Liczba cylindrów 4, objętość skokowa $V_{ss} = 1950$ cm$^3$, moc znamionowa $N_e = 100$ kW przy $n = 4000$ obr/min, $n_{max} = 4750$ obr/min

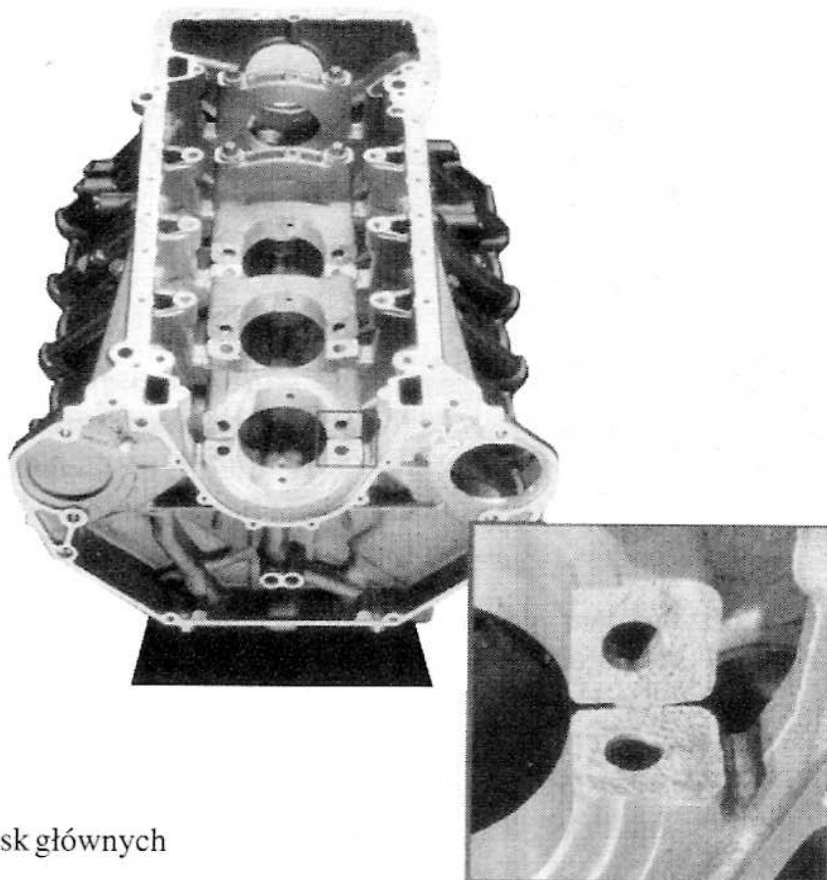


**Rys. 13.27.** Przekrój widlastego silnika ZS (BMW [3])
Liczba cylindrów 8, objętość skokowa $V_{ss} = 3901$ cm$^3$, moc znamionowa $N_e = 180$ kW przy $n = 4000$ obr/min, $n_{max} = 4700$ obr/min

dolną część skrzyni korbowej, a także korzystnie wpływa na utrzymanie niskiego poziomu hałasu. Pod tym względem jest to rozwiązanie korzystniejsze niż typowa wytłoczka stalowa. W celu poprawienia osadzenia łożysk głównych, do uzyskania powierzchni współpracujących pokrywy i gniazda zastosowano metodę łamania po wspólnym odlaniu całego gniazda (rys. 13.28). Struktura przełomu tworzy swoisty zamek odciążający śruby pokryw od sił ścinających. Sposób ten jest również bardzo skuteczny, jeśli chodzi o zwiększenie sztywności połączenia i precyzję ustawienia obu elementów (gniazda i pokrywy).

Zastosowanie wspomnianego gatunku żeliwa pozwoliło na wprowadzenie pojedynczych, nie zintegrowanych pokryw łożysk głównych, mimo wysokich maksymalnych wartości ciśnienia spalania, sięgających 17 MPa.

Ściany przednie kadłubów w obu rozwiązaniach silników są tak ukształtowane, by w nich osadzić nie tylko pompę cieczy chłodzącej, ale także skomplikowany łańcuchowy napęd wałów rozrządu z długimi hydraulicznymi napinaczami. Ściany boczne mają odpowiednie nadlewy do mocowania zespołów pomocniczych, np.

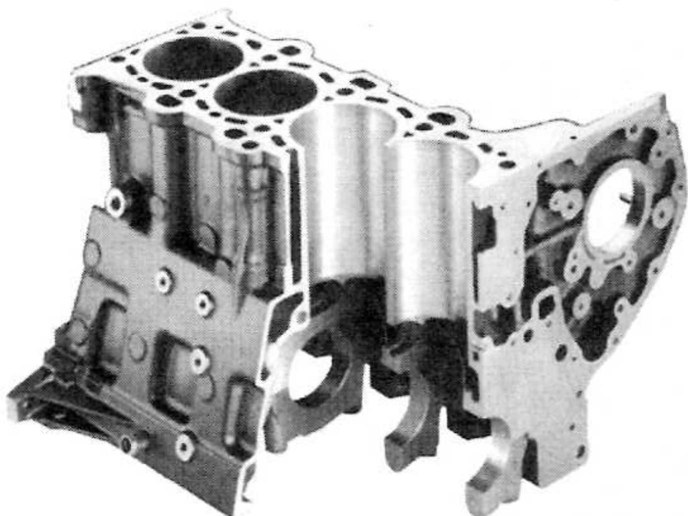


**Rys. 13.28.** Podział gniazd łożysk głównych metodą łamania pokryw [3]

turbosprężarki, rozrusznika, alternatora. Wywiercone w górnej części skrzyni korbowej kanały oleju (w silniku widlastym między rzędami cylindrów, w silniku rzędowym — w zewnętrznych bocznych ścianach) są tak usytuowane, by oprócz doprowadzania oleju do gniazd łożysk głównych także zasilać dysze natrysku oleju do kanałów w denkach tłoków w celu chłodzenia ich (rys. 13.29). Na uwagę zasługuje specyficzne ukształtowanie przestrzeni cieczy chłodzącej w górnej części skrzyni korbowej (lewa strona rysunku). Uzyskuje się w ten sposób także podwójną ściankę po obu stronach silnika, co służy zwiększeniu sztywności kadłuba i zmniejszeniu emisji hałasu. Jednocześnie poprowadzone w wewnętrznych ściankach kanały oleju (patrz także rys. 13.26) są omywane przez ciecz chłodzącą. Tworzy się w ten sposób swoisty wymiennik ciepła między olejem silnikowym a cieczą chłodzącą.

Kadłuby silników ZS służących do napędu samochodów ciężarowych w przeważającej większości są wykonywane z żeliwa. Materiał ten charakteryzuje się większymi wartościami parametrów wytrzymałościowych, dobrymi własnościami ślizgowymi, dużą odpornością na zużycie, dobrze tłumi drgania obniżając poziom hałasu, choć niestety ma także znacznie większą gęstość.

Silnik wysokoprężny OM906LA samochodu ciężarowego MERCEDES (patrz rys. 12.22) charakteryzuje się wykonaniem cylindrów bezpośrednio w materiale kadłuba. Zwiększa to sztywność konstrukcji kadłuba, podobnie jak podział kadłuba poniżej płaszczyzny osi łożysk głównych wału korbowego. Gniazda łożysk głównych osadzone między każdym cylindrem, użebrowane, łączą dwie ściany skrzyni korbowej na znacznej wysokości. Pokrywy gniazd łożysk głównych są osadzone w solidnych zamkach gniazd przenoszących siły poprzeczne, przez co odciążają ściany pokryw od naprężeń ścinających. Wzdłuż jednej ze ścian skrzyni korbowej, w jej



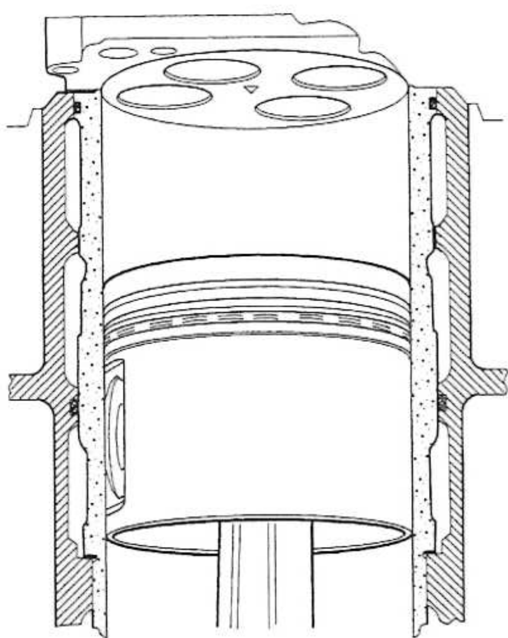
**Rys. 13.29.** Częściowy przekrój kadłuba silnika rzędowego BMW (dane jak na rys. 13.17) [2]

części górnej są rozmieszczone nadlewy na gniazda łożysk wału rozrządu. Wymiar poprzeczny kadłuba jest zwiększony w wyniku zabudowania gniazd popychaczy, a także osadzenia sekcji indywidualnych pomp wtryskowych, napędzanych od krzywek wału rozrządu. Druga strona kadłuba również jest rozbudowana, w celu osadzenia wymiennika ciepła między olejem silnikowym a cieczą chłodzącą.

Takie ukształtowanie kadłuba silnika w kierunku poprzecznym sprzyja dodatkowo zwiększeniu sztywności konstrukcji w górnej części bloku cylindrów. W wysilonych, doładowanych silnikach wielocylindrowych skrzynia korbowa jest zamknięta od dołu miską olejową wykonaną również jako odlew żeliwny, dodatkowo usztywniający konstrukcję w tej części. W silnikach mniej wysilonych, o mniejszych pojemnościach skokowych, niedoładowanych (co już jest rzadkością) są spotykane miski olejowe odlewane ze stopów lekkich lub wykonywane jako wytłoczki z blachy stalowej.

Niektóre firmy ze względów praktycznych (łatwiejsze dokonywanie napraw) stosują w dużych silnikach ZS kadłuby z mokrymi tulejami cylindrów (rys. 13.30).

Tuleje są oparte w dolnej części kadłuba. Część górna w stanie swobodnym wystaje ponad płaszczyzną górnej płyty kadłuba ok. 0,15÷0,30 mm (w zależności od wymiarów silnika). Pozwala to na docisk tulei do progu w dolnej części i uzyskanie w tym miejscu właściwej szczelności. Uszczelnienie przestrzeni cieczy chłodzącej w części górnej uzyskuje się metodą tradycyjną za pomocą pierścieni uszczelniających typu „O" (o przekroju kołowym), osadzonych w rowku wytoczonym w tulei lub w kadłubie. W celu uzyskania sztywności tuleja jest podparta w części górnej na obwodzie nadlewu w kadłubie (oraz na zewnętrznej ścianie tulei). Nadlew jest usytuowany najczęściej na wysokości odpowiadającej występowaniu maksymalnych sił normalnych, obciążających tuleję od tłoka. Szczelność między głowicą a tuleją zapewnia uszczelka głowicy.



**Rys. 13.30.** Wycinek kadłuba z mokrymi, wymiennymi tulejami cylindrów [54]

Oparcie tulei w dolnej części kadłuba pozwala na podwyższenie płaszcza cieczy chłodzącej, co poprawia odprowadzenie ciepła od

denka przez pierścienie uszczelniające do tulei (górny pierścień uszczelniający w GMP znajduje się na wysokości tulei cylindra omywanej przez ciecz chłodzącą). Ponadto można ograniczyć średnicę zewnętrzną górnego kołnierza tulei cylindra do niezbędnego minimum i w ten sposób zmniejszyć także odległość między osiami cylindrów.

### 13.3.4. Głowice silników ZI

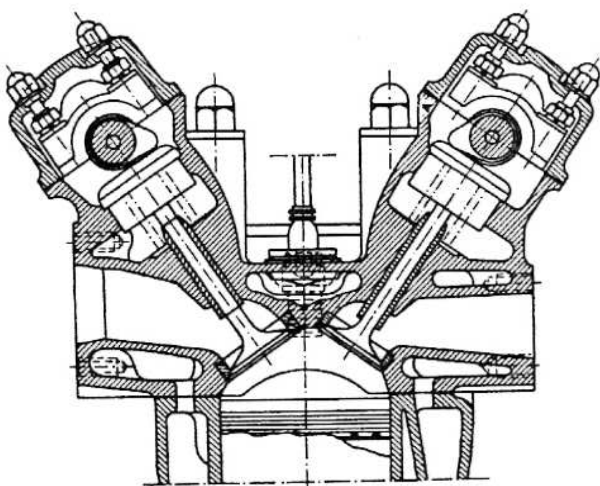
Trakcyjne silniki ZI służą obecnie jedynie do napędu samochodów osobowych. Są to silniki o objętości skokowej ograniczonej w zasadzie do ok. 2÷2,5 $dm^3$, w większości rzędowe. W niewielu zastosowaniach do dużych samochodów osobowych najwyższej klasy spotyka się silniki widlaste o objętości 4÷5 $dm^3$. W jednym i drugim przypadku regułą jest stosowanie zintegrowanej głowicy będącej odlewem ze stopu lekkiego. Oczywiście w przypadku silnika widlastego każdy rząd cylindrów ma własną głowicę. Tak więc głowice silników ZI obejmują najczęściej 4 lub 5 cylindrów (maksymalnie 6) w silnikach rzędowych oraz 3 lub 4 cylindry w silnikach widlastych.

Podstawowymi cechami współczesnych głowic silników ZI jest stosowanie czterech zaworów na jeden cylinder oraz umieszczenie wału rozrządu nad górną płytą głowicy. Pierwsza cecha jest wymuszona dążeniem do uzyskania dobrego napełniania oraz opróżniania cylindra, druga — koniecznością zmniejszenia mas zespołów napędu zaworów. Obie mają silny związek ze zwiększaniem się znamionowych prędkości obrotowych sięgających już w pojazdach użytkowych 6000÷7000 obr/min. Stosowane obecnie silniki ZI do napędu samochodów osobowych są chłodzone cieczą. Omawiane uwarunkowania nakładają na konstrukcję głowicy szczególne wymagania. Odlew staje się bardzo skomplikowany. Głowica musi w sobie mieścić kanały dolotowe i wylotowe (po 2 na każdy cylinder), starannie opracowane przestrzenie cieczy chłodzącej, specyficzne nadlewy w górnej płycie do prowadzenia popychaczy zaworów, nadlewy do osadzenia wsporników łożysk wałów rozrządu (najczęściej dwóch). Należy pamiętać, że głowica jest poddana zmiennym w czasie obciążeniom pochodzącym od sił gazowych, a także zmiennym obciążeniom termicznym. Do najbardziej obciążonych cieplnie miejsc należą okolice kanałów wylotowych. Trudnym miejscem jest okolica styku chłodnego kanału dolotowego i gorącego kanału wylotowego.

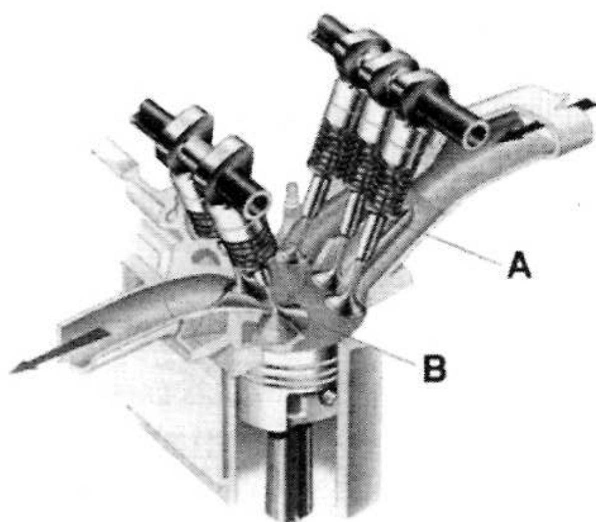
Jak wiadomo, stopy aluminium charakteryzują się gorszymi własnościami mechanicznymi, ale znacznie lepszymi własnościami przewodzenia ciepła, znacznie mniejszą gęstością niż żeliwa i dobrymi własnościami odlewniczymi. Te cechy zadecydowały o zastosowaniu ich na głowice silników ZI. Są to stopy aluminium o zawartości 6÷10% krzemu, z dodatkami miedzi i magnezu, w zasadzie takie same, jak dla głowic silników ZS stosowanych do samochodów osobowych (tabl. 13.6).

W najczęściej obecnie stosowanym układzie czterech zaworów na jeden cylinder zawory dolotowe i wylotowe są odchylane na zewnątrz od osi cylindra.

Grzybki zaworów dobrze wpisują się w daszkowy kształt komory spalania. Takie ich ustawienie pozwala na uzyskanie możliwie dużych średnic gniazd i kanałów. Wpływa też korzystnie na napełnianie cylindra i usuwanie spalin. Sprzyja także łagodnemu przejściu kanałów dolotowych i wylotowych bez nadmiernych zmian



**Rys. 13.31.** Przekrój poprzeczny czterozaworowej głowicy silnika ZI [52]



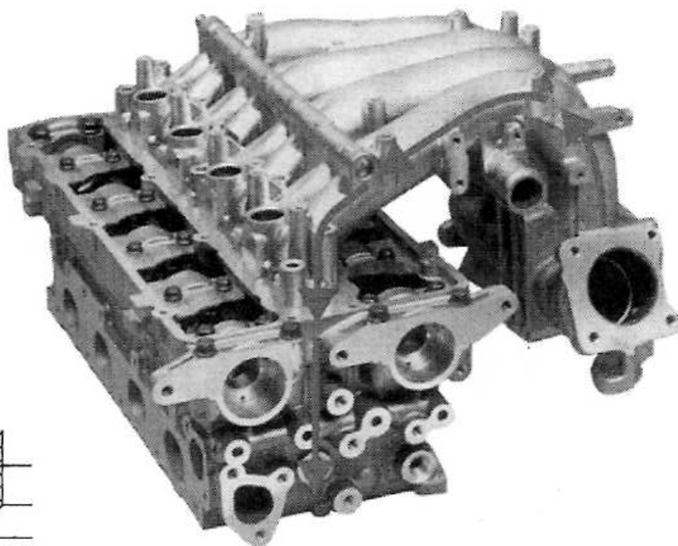

**Rys. 13.32.** Ułożenie trzech zaworów i kanałów dolotowych (*A*) oraz dwóch zaworów i kanałów wylotowych (*B*) w silniku ZI (silnik 1.8 20V AGN — SKODA Oktavia)

kierunku napływu i wypływu czynnika, a zatem bez nadmiernych strat przepływu. Na rysunku 13.31 widać rozłożenie przestrzeni cieczy chłodzącej, usytuowanie gniazda świecy zapłonowej, jak również kształty nadlewów niezbędnych do osadzenia prowadnic zaworów, popychaczy oraz gniazd łożysk wałów rozrządu. Pokazana głowica ma dwie pokrywy wałów rozrządu. Coraz częściej współczesne rozwiązania mają jedną, rozbudowaną pokrywę z tworzywa sztucznego, o odpowiedniej strukturze i grubości ścianki, o lepszym tłumieniu hałasu emitowanego przez współpracujące krzywki, popychacze i zawory.

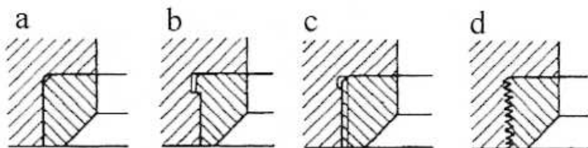
Niekiedy w celu dalszej poprawy napełniania cylindra stosuje się pięć zaworów na jeden cylinder. Wówczas jeden wał rozrządu napędza trzy zawory dolotowe, drugi zaś dwa zawory wylotowe (rys. 13.32).

**Tabl. 13.6.** Własności stopów aluminium stosowanych na głowice silników o ZS przez firmę BMW [10]

| Stopy aluminium | Własności w temperaturze 150°C | | |
|---|---|---|---|
| | granica plastyczności $R_{p0,2}$ [MPa] | wytrzymałość na rozciąganie $R_m$ [MPa] | wydłużenie względne $A_5$ [%] |
| Al Si 6 Cu 4 | 180 | 210 | 3,0 |
| Al Si 8 Cu 3 | 160 | 200 | 3,0 |
| Al Si 9 Cu 3 | 215 | 235 | 2,0 |
| Al Si 10 Mg Cu wa | 220 | 240 | 2,0 |
| Al Si 7 Mg wa | 215 | 235 | 5,5 |
| Al Si 9 Mg wa | 220 | 240 | 7,5 |
| Al Si 10 Mg wa | 245 | 265 | 3,0 |
| Al Si 7 Mg Cu 0,5 wa | 255 | 275 | 8,0 |
| Al Si 9 Mg Cu 0,5 wa | 250 | 270 | 9,5 |



**Rys. 13.33.** Głowica (z kolektorem dolotowym) silnika ZI o bezpośrednim wtrysku benzyny




**Rys. 13.34.** Sposoby osadzenia wstawianych gniazd zaworów [69]
*a* — na wcisk, *b* — zagniatane, *c* — wkręcane, *d* — zalewane

Wprowadzany bezpośredni wtrysk benzyny wymusza pewną zmianę w rozmieszczeniu i ukształtowaniu kanałów dolotowych w głowicy, a także wygospodarowanie miejsca na gniazdo wtryskiwacza. Ze względu na konieczność uzyskania silnego zawirowania wokół osi poziomej do uwarstwienia i wzbogacenia mieszanki w okolicy świecy zapłonowej, kanały dolotowe są wprowadzane niemalże pionowo przez górną płytę głowicy między wspornikami łożysk wałów rozrządu. Kanały wylotowe są wyprowadzone przez ścianę boczną głowicy (rys. 13.33).

Powszechnie stosowanym materiałem na głowice są stopy aluminium, krzemu i dodatków stopowych w ilościach podanych w tabl. 13.6.

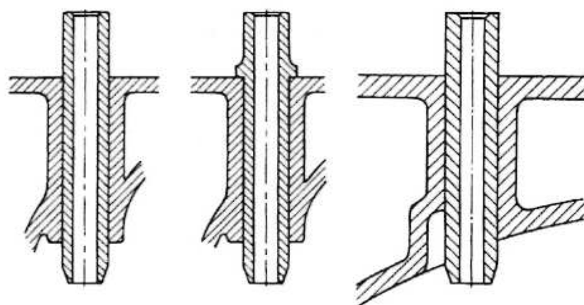
Istotnym, obciążonym elementem głowic są gniazda zaworów. Mogą one być osadzane na wcisk, zagniatane lub wkręcane w materiał głowicy po jej odlaniu (rys. 13.34) albo osadzane podczas odlewania głowicy. Ta ostatnia technologia jest stosowana coraz częściej.

Gniazda są wykonywane ze stali stopowej o zawartości do 30% chromu, 2% miedzi i po ok. 0,3÷0,4% krzemu i manganu.

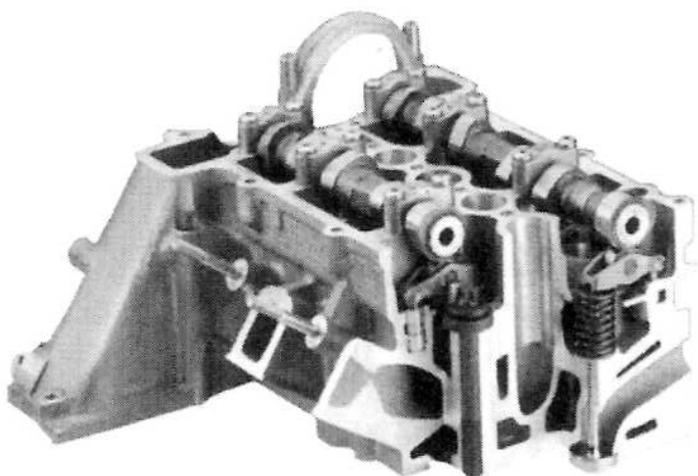
Kolejnym elementem głowicy ze stopu lekkiego są prowadnice zaworów. Podstawowe sposoby ich osadzenia pokazano na rys. 13.35. Wykonywane są przeważnie z żeliwa o zawartości ok. 3÷3,5% węgla, ok. 0,6% manganu i 0,2% chromu. Żeliwo jest stosowane ze względu na dobre własności ślizgowe w skojarzeniu ze stalowym trzonkiem zaworu. Ma to istotne znaczenie, gdyż węzeł ten jest w zasadzie pozbawiony smarowania, a pracuje w dosyć trudnych warunkach termicznych, szczególnie w przypadku zaworu wylotowego.

## 13.3.5. Głowice silników ZS

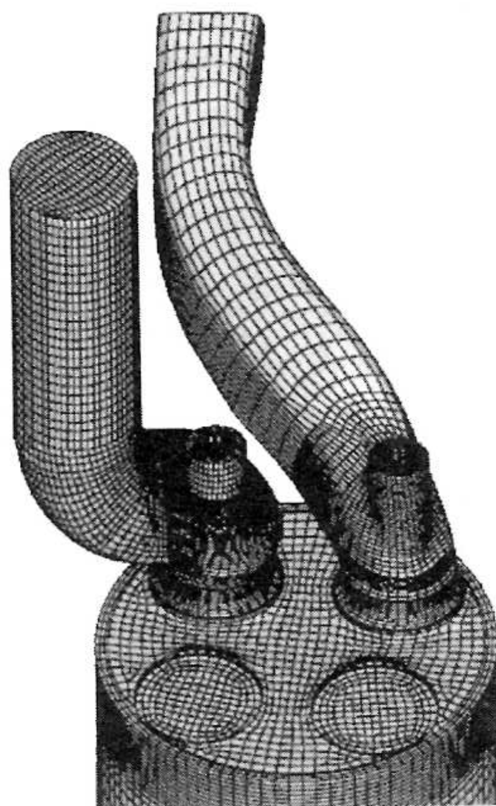
W silnikach samochodów osobowych głowice są wykonane jako bardzo skomplikowane odlewy aluminiowe o strukturze drobnoziarnistej. Mają po dwa, specjalnie ukształtowane, kanały dolotowe i wylotowe, obsługujące każdy cylinder, skompli-



**Rys. 13.35.** Typowe osadzenia prowadnic zaworów [69]



**Rys. 13.36.** Przekrój anatomiczny czterozaworowej głowicy silnika ZS z osprzętem układu rozrządu [2]



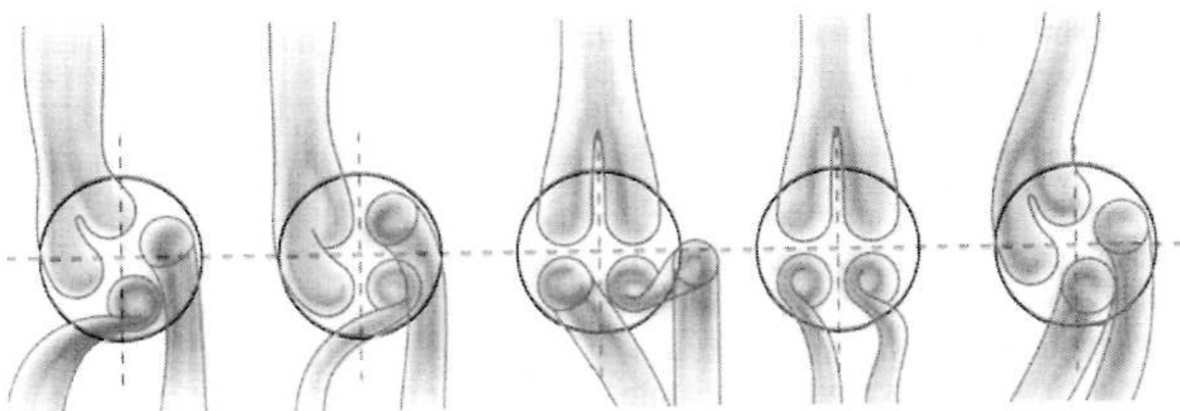
**Rys. 13.37.** Układ dwóch kanałów dolotowych z naniesioną siatką do obliczeń metodą elementów skończonych [2]

kowane przestrzenie cieczy chłodzącej, często kanały recyrkulacji spalin. W centralnej części jest ukształtowane gniazdo wtryskiwacza.

Płyta górna głowicy służy do osadzenia łożysk wałów rozrządu. W płycie są wykonane również nadlewy na gniazda hydraulicznych urządzeń kasujących luzy między dźwigniami a zaworami. Sposób ich umieszczenia pokazano na przekroju każdego z omawianych rozwiązań (patrz rys. 13.26 i 13.27). Ściany boczne głowicy mają nadlewy kanałów dolotowych i wylotowych oraz gniazda na szpilki mocowania kolektorów. Rozmieszczenie poszczególnych kanałów, gniazd zaworów, gniazd wtryskiwaczy oraz zespołów układu rozrządu widać również na rys. 13.36.

Kanały dolotowe i wylotowe są starannie ukształtowane i obliczane metodą elementów skończonych. Przykładowy kształt dwu kanałów dolotowych omawianego czterozaworowego silnika rzędowego przedstawiono na rys. 13.37.

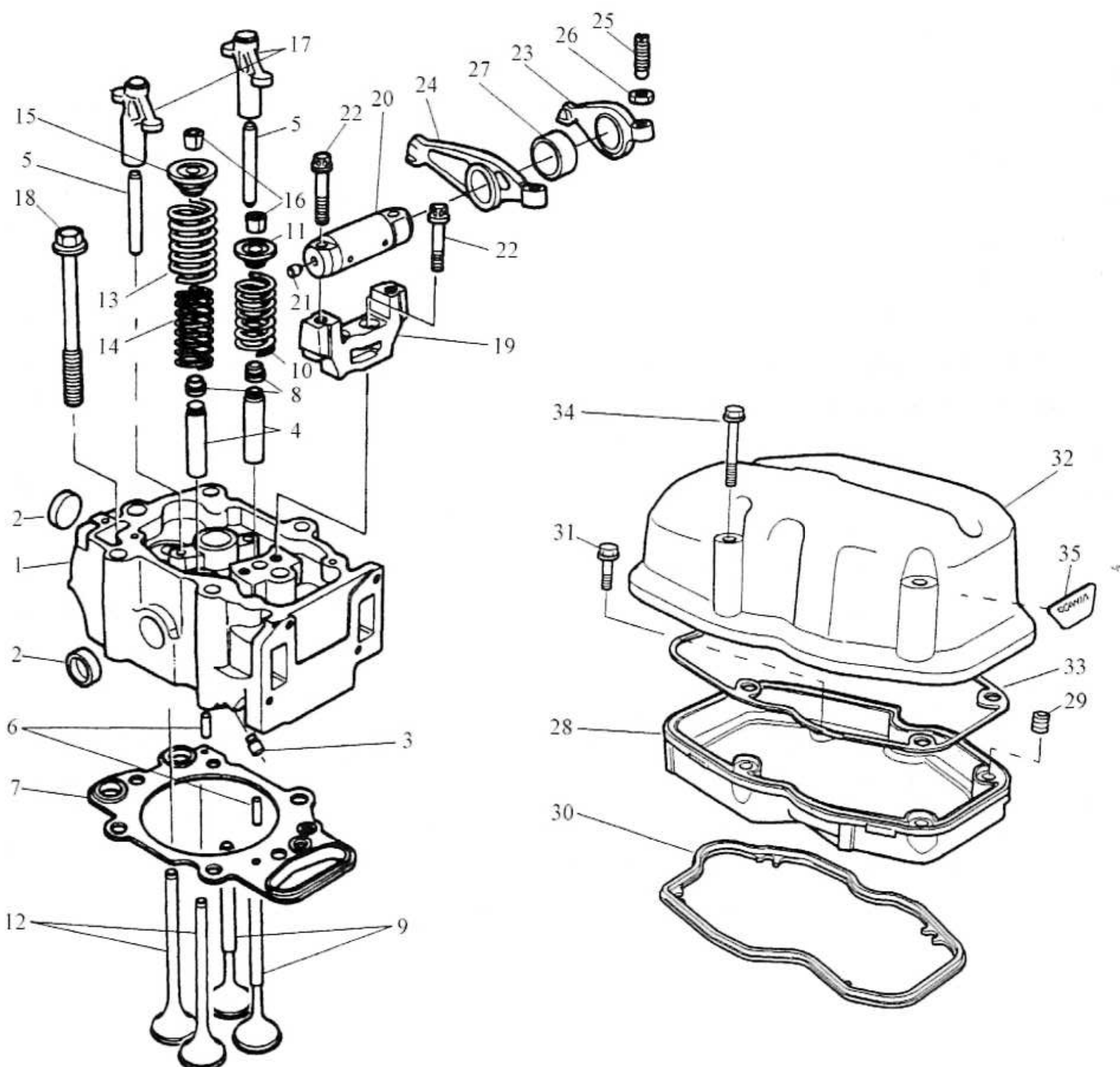
Każdy kanał dolotowy spełnia inną funkcję. Jeden wytwarza silne zawirowanie lokalne, drugi wprawia to lokalne zawirowanie w ruch obrotowy wokół osi cylindra



**Rys. 13.38.** Możliwe ukształtowania kanałów dolotowych i wylotowych w czterozaworowej głowicy silnika ZS [10]

i jednocześnie spycha je w dół za przemieszczającym się tłokiem w kierunku DMP. Możliwe konfiguracje kanałów dolotowych i wylotowych pokazano na rys. 13.38.

Podstawowymi materiałami stosowanymi na głowice w silnikach ZS samochodów osobowych i dostawczych są stopy aluminium. Muszą się one charakteryzować bardzo dobrymi własnościami odlewniczymi oraz spełniać wymagania wytrzymałościowe (patrz tabl. 13.6).




**Rys. 13.39.** Indywidualna żeliwna głowica 6-cylindrowego silnika ZS [54]
*1* — głowica cylindra, *2* — zaślepka uszczelniająca, *3* — czop zaślepiający otwór technologiczny, *4* — prowadnica zaworu, *5* — sworzeń jarzma zaworu, *6* — tulejki ustalające, *7* — uszczelka głowicy cylindra, *8* — uszczelnienie trzonka zaworu, *9* — zawór dolotowy, *10* — sprężyna zaworu dolotowego, *11* — miseczka sprężyny zaworu, *12* — zawór wylotowy, *13* — sprężyna zewnętrzna zaworu wylotowego, *14* — sprężyna wewnętrzna zaworu wylotowego, *15* — miseczka sprężyny zaworu wylotowego, *16* — zamek półpierścieniowy, *17* — jarzma zaworów, *18* — śruba mocowania głowicy, *19* — wspornik osi dźwigni zaworów, *20* — oś dźwigni zaworów, *21* — czop zaślepiający otwór osi dźwigni zaworów, *22* — śruba mocująca wspornik osi, *23* — dźwignia zaworów dolotowych, *24* — dźwignia zaworów wylotowych, *25* — śruba regulacyjna luzu zaworu, *26* — nakrętka śruby regulacyjnej, *27* — tuleja dystansowa, *28* — pokrywa dźwigni zaworów, *29* — wkładka nagwintowana, *30* — uszczelka podstawy pokrywy, *31* — śruba kołnierzowa mocowania podstawy, *32* — pokrywa dźwigni zaworów, *33* — uszczelka pokrywy dźwigni zaworów, *34* — śruba mocowania pokrywy, *35* — tabliczka informacyjna

Głowice silników ZS do samochodów osobowych o objętościach skokowych ok. $2 \div 2{,}5\ dm^3$ (maks. $3\ dm^3$) są wykonywane jako odlewy jednolite. Osadzane są na całej długości rzędu cylindrów. Chętnie stosowany w dawniejszych rozwiązaniach układ sześciu cylindrów w jednym rzędzie jest coraz częściej zastępowany pięcioma cylindrami lub układem widlastym po trzy lub cztery cylindry. Maksymalna liczba cylindrów obejmowanych przez jednolitą głowicę nie przekracza sześciu. Zmniejszenie liczby cylindrów w jednym rzędzie sprzyja zwiększeniu sztywności kadłuba, zmniejszeniu masy silnika, a także poprawia warunki zachowania szczelności połączenia głowicy i kadłuba.

W większych silnikach ZS, stosowanych do samochodów ciężarowych, z reguły stosuje się głowice dzielone, obejmujące dwa lub trzy cylindry. Bardzo często spotyka się głowice indywidualne dla każdego cylindra (rys. 13.39). Z reguły stosowanym materiałem jest żeliwo stopowe o własnościach przedstawionych w tabl. 13.3.

Zastosowanie żeliwa w silnikach o większych średnicach cylindrów wynika z większych sił gazowych. Wymagana jest zatem duża sztywność głowicy, szczególnie w podwyższonych temperaturach. Takimi własnościami charakteryzują się żeliwa stopowe. Ponadto istotnym elementem jest stosowanie materiału tego samego rodzaju na kadłub i na głowicę. Chodzi tu o uzyskanie podobnych wartości współczynnika rozszerzalności cieplnej. Stosowanie odlewów jednolitych dla mniejszej liczby cylindrów upraszcza także technologię ich wykonania. Oddzielne głowice dla każdego cylindra w niektórych rozwiązaniach powodują nieznaczne wydłużenie silnika. Wynika to głównie z konieczności wprowadzenia oddzielnych śrub do mocowania każdej głowicy do kadłuba. We współczesnych silnikach ZS do samochodów ciężarowych (o objętości skokowej do $14\ dm^3$) stosuje się układ czterech zaworów na jeden cylinder, mimo że regułą jest doładowanie cylindra turbosprężarką. Główną przyczyną jest konieczność silnego zawirowania ładunku powietrza, w celu poprawy warunków spalania, a także dążenie do zmniejszenia strat przepływu w kanałach wylotowych. Wobec umiarkowanych prędkości obrotowych silnika wał rozrządu jest umieszczony zazwyczaj w kadłubie, a zatem górna płyta głowicy służy do osadzenia osi dźwigni zaworów i części przenoszących napęd z dźwigni na zawory.

14 ROZDZIAŁ

# Układy zasilania silników o zapłonie iskrowym

## 14.1. Wprowadzenie

Pierwsze konstrukcje silników spalinowych o zapłonie iskrowym były zasilane gazem ziemnym. Paliwo to łatwo tworzyło jednorodną mieszankę z powietrzem, o szerokich granicach palności. Ta cecha była bardzo istotna, gdyż nie były jeszcze opanowane problemy związane z utrzymaniem składu mieszanki palnej w wąskich granicach współczynnika nadmiaru powietrza.

Konstruktorzy silników szybko zauważyli, że przewożenie i dystrybucja paliwa w fazie gazowej stanowi problem. Dostrzegli, że pod tym względem korzystniejsze jest paliwo ciekłe. Charakteryzuje się ono dużą wartością opałową z jednostki masy, a także z jednostki objętości, co gwarantuje znaczny zasięg pojazdu na zapasie paliwa możliwym do przewożenia w pojeździe oraz stosunkowo łatwą dystrybucję.

Aby warunki poprawnego zapłonu i spalania zostały spełnione, należało jednak paliwo ciekłe przeprowadzić w stan gazowy i wymieszać w odpowiedniej proporcji z powietrzem. W najwcześniejszym okresie zasilania silników ZI zadanie przeprowadzenia ciekłego paliwa w stan gazowy powierzono odparowywaczowi, zwanemu przez jemu współczesnych gaźnikiem. Urządzenie, które przez wiele lat służyło do rozdrabniania cząstek paliwa ciekłego, zapożyczyło tę nazwę właśnie od odparowywacza i do dziś jest nią określane. Tak naprawdę gaźniki jedynie przygotowują paliwo ciekłe do szybkiego odparowania, przez staranne rozdrobnienie cząstek ciekłych i zwiększenie w ten sposób łącznego pola powierzchni styku z powietrzem. Odparowanie tych cząstek, choć rozpoczyna się właśnie w strefie obniżonego ciśnienia w gardzieli gaźnika, często w głównej mierze następuje w kolektorze dolotowym oraz także jeszcze w cylindrze silnika.

Znany i stosowany jeszcze w starszych modelach samochodów gaźnik ma blisko stuletnią historię rozwoju. Wycofany definitywnie na przełomie lat 80. i 90. ubiegłego stulecia ustąpił miejsca doskonalszym układom wtrysku do kolektora dolotowego.

## 14.2. Rys historyczny

### 14.2.1. Gaźnik odparowywacz

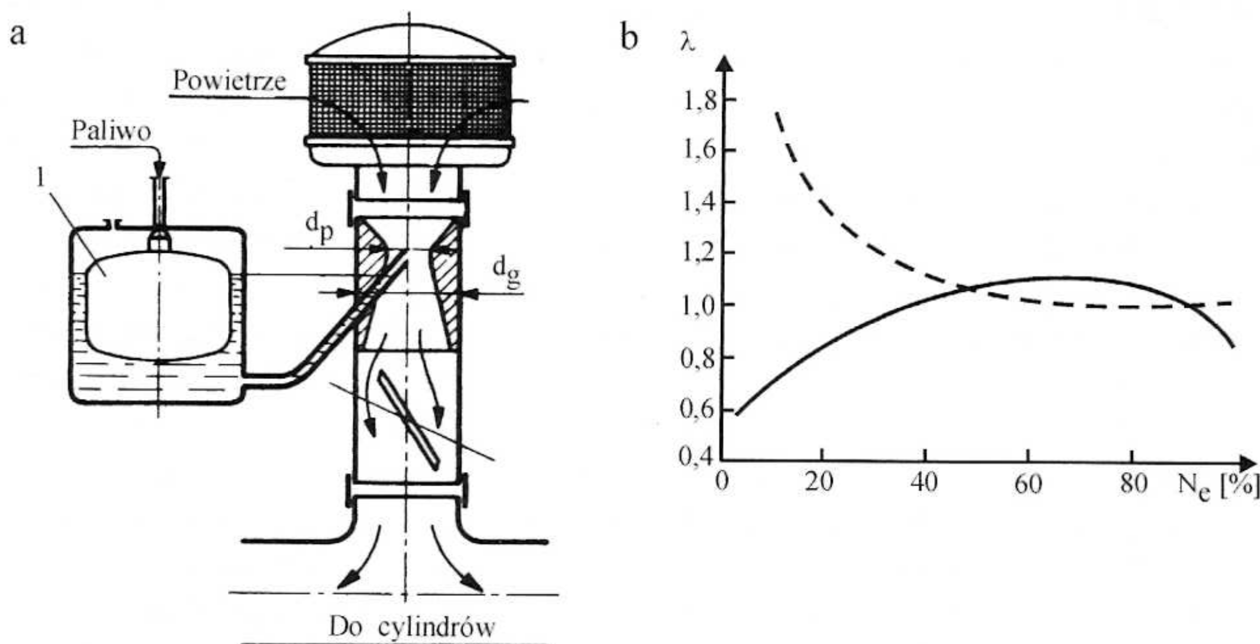
Benzyny uzyskiwane w wyniku destylacji ropy naftowej są złożone z ciekłych węglowodorów wrzących w stosunkowo niskich temperaturach (ok. 30÷200°C) przy ciśnieniu normalnym. Doprowadzenie zatem do wrzenia i odparowania było możliwe dzięki wykorzystaniu ciepła unoszonego wraz ze spalinami silnika. Taka koncepcja gaźnika została zrealizowana w jednym z pierwszych modeli silnika trójkołowego samochodu De Dion-Bouton.

Zasada działania sprowadzała się do przepływu powietrza przez zamkniętą puszkę odparowywacza i mieszaniu się tegoż powietrza z parami benzyny podgrzewanej rurką, przez którą przepływały gorące spaliny. Przepływ powietrza był wymuszony podciśnieniem w kolektorze dolotowym silnika. Opisywane urządzenie charakteryzowało się jednak dużą niedogodnością obsługi, polegającą m.in. na trudnościach z zapewnieniem odpowiedniego składu mieszanki paliwowo-powietrznej oraz jej wydatku. Trwały zatem intensywne prace, zmierzające do stworzenia konstrukcji wytwarzającej mieszankę palną o określonym składzie i wydatku ściśle odpowiadającym zapotrzebowaniu silnika. Powstały konstrukcje zwane dzisiaj gaźnikami.

### 14.2.2. Układy gaźnikowe mechaniczne i zelektronizowane

Do wytworzenia mieszanki powietrza i paliwa wykorzystano zjawisko zachodzące podczas przepływu powietrza przez zwężkę Venturiego. W przewężeniu zwężki zwiększa się prędkość przepływu powietrza. Tam też spada ciśnienie. Zwiększenie prędkości przepływu i spadek ciśnienia są uzależnione od wydatku przepływającego powietrza, który można sterować przepustnicą umieszczoną między gardzielą a kolektorem dolotowym silnika. Moc silnika steruje się dławiąc przepływ mieszanki paliwowo-powietrznej. Zmieniając pole przekroju przepływu zmienia się wydatek mieszanki, a zatem i napełnienie cylindrów. Odrębnym problemem jest zapewnienie odpowiedniego składu mieszanki, który powinien zmieniać się wraz ze zmianą warunków pracy silnika, a który realizują dodatkowe układy gaźnika.

Zakończenie rozpylacza jest umieszczone w przewężeniu zwężki, wyżej niż poziom paliwa w komorze pływakowej gaźnika, stabilizowany za pomocą pływaka współpracującego z iglicowym zaworem odcinającym dopływ paliwa do komory. Paliwo zaczyna wypływać z rozpylacza dopiero w wyniku spadku ciśnienia w przewężeniu zwężki, a zatem tylko wtedy, gdy istnieje przepływ powietrza. Obowiązuje zatem zależność, że zwiększeniu ilości przepływającego przez zwężkę powietrza towarzyszy zwiększenie spadku ciśnienia w przewężeniu, a zatem występująca większa różnica ciśnień między komorą pływakową a ujściem z rozpylacza wywołuje zwiększenie wydatku wypływającego paliwa. Tendencja ta odpowiada więc zapotrzebowaniu silnika z punktu widzenia napełnienia cylindra. Jednakże tak opracowany gaźnik elementarny bez dodatkowych urządzeń korygujących ma charakterystykę składu mieszanki znacznie odbiegającą od pożądanej (rys. 14.1). Wynika ona ze




**Rys. 14.1.** Schemat (*a*) gaźnika elementarnego i charakterystyki (*b*) gaźnika elementarnego (linia kreskowa) i rzeczywistego (linia ciągła) [69]
*1* — pływak z zaworem ustalającym poziom paliwa

zmian ciśnienia w zwężce Venturiego w zależności od prędkości przepływu czynnika, a także z charakterystyki przepływu paliwa w kanałach łączących komorę pływakową z zakończeniem rozpylacza w funkcji podciśnienia w przewężeniu gardzieli. Jak widać na rys. 14.1, w zakresie małych mocy silnika (którym towarzyszą stosunkowo nieduże wydatki przepływającego powietrza) ilość „wysysanego" z rozpylacza paliwa jest zbyt mała. Wynika to m.in. z konieczności pokonania różnic poziomów między zakończeniem rurki rozpylacza a poziomem paliwa w komorze pływakowej. Przy małych prędkościach przepływu powietrza spadek ciśnienia w przewężeniu gardzieli jest mały i w efekcie prowadzi do zubożenia mieszanki paliwowo-powietrznej.

Przy obciążeniach częściowych (w zakresie od ok. 40 do 90% mocy użytecznej) skład mieszanki w zasadzie stabilizuje się. Jest to obszar pracy gaźnika elementarnego najbardziej zbliżony do wymaganego. W tym zakresie wymagane nieznaczne zubożenie składu można łatwo uzyskać wprowadzając na drodze paliwa od komory pływakowej do zakończenia rurki rozpylacza odpowiednio kalibrowaną zwężkę. Jak widać, charakterystyka pożądana odbiega znacznie od tej, jaką ma gaźnik elementarny.

Aby uzasadnić tego przyczyny, należy jeszcze zastanowić się nad strukturą kropel (rozkładem rozmiarów kropel) w zależności od prędkości przepływu powietrza. Rozpad wypływającego z rurki rozpylacza paliwa jest wywołany przepływającym z dużą prędkością powietrzem, stopień zaś rozdrobnienia mierzony liczbą cząstek o różnych średnicach jest zależny od wartości tej prędkości. Im większa jest prędkość przepływu powietrza, tym większa jest liczba cząstek paliwa o małych średnicach.

Dobre rozpylenie paliwa na dużą liczbę kropli o małej średnicy sprzyja szybkiemu odparowaniu na skutek dużego sumarycznego pola powierzchni styku paliwa z powietrzem. Z tego też punktu widzenia duże rozdrobnienie kropel jest cechą pożądaną. Więcej na temat rozkładu wymiarów kropel znajdzie Czytelnik w pracy [28].

W zakresie małych obciążeń do poprawnej pracy silnika wymagane jest stosunkowo duże wzbogacenie mieszanki. Wynika to między innymi z małych prędkości przepływu powietrza, małego rozdrobnienia paliwa, osiadania tegoż paliwa na ściankach. W konsekwencji tylko część paliwa wypływającego z rurki rozpylacza trafia do cylindra. Zachodzi zatem potrzeba dostarczenia większej ilości paliwa (wytworzenia składu bogatszego niż stechiometryczny) na pokrycie omawianych strat. Po niezbędnym wzbogaceniu w czasie pracy silnika na biegu jałowym (i przy małych obciążeniach) mieszanka charakteryzuje się składem o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 0{,}6 \div 0{,}8$. Wymagane w tym obszarze wzbogacenie mieszanki musi być tym większe, im niższa jest temperatura silnika, szczególnie w fazie jego rozruchu. Występują bowiem w tej sytuacji szczególnie niekorzystne warunki do odparowania paliwa. Po pierwsze prędkości przepływu powietrza są małe, a zatem cząstki paliwa są niezbyt intensywnie rozdrabniane, po drugie panuje niska temperatura otoczenia, jeszcze dodatkowo obniżana wskutek parowania paliwa. Duża ilość paliwa w tej fazie osiada na ściankach cylindra. W czasie rozruchu zimnego silnika wymagany jest więc szczególnie znaczny nadmiar paliwa. Mieszanka powinna się zatem charakteryzować składem o $\lambda = 0{,}1 \div 0{,}2$.

W zakresie obciążeń częściowych wskazany jest skład paliwa nieznacznie zubożony w stosunku do stechiometrycznego i charakteryzujący się współczynnikiem $\lambda \approx 1{,}1 \div 1{,}15$. Jest to skład gwarantujący uzyskanie dużej sprawności ogólnej silnika, gdyż w zasadzie zapewnia całkowite i zupełne spalenie dostarczonego paliwa. Sprzyjają temu także znaczne zazwyczaj prędkości przepływu powietrza, prowadzące do dobrego rozdrobnienia paliwa, a zatem i odparowania, oraz znaczna turbulizacja ładunku w komorze spalania, przyspieszająca proces spalania. Taki skład był również korzystny z punktu widzenia zawartości toksycznych składników w spalinach silników nie wyposażonych w katalizator, w tym bowiem zakresie emisja CO jest najmniejsza, HC również osiąga minimum, $NO_x$ zaś jest umiarkowana (już poza maksimum występującym przy $\lambda \approx 1{,}05$).

Oczekiwane wzbogacenie mieszanki przy obciążeniach całkowitych wynika z chęci uzyskania maksymalnej mocy silnika. Moc maksymalną silnik uzyska wówczas, gdy do procesu spalania zostanie wykorzystana cała ilość tlenu dostarczonego z powietrzem. Wobec występujących zawsze zjawisk niecałkowitego i niezupełnego spalania należy się pogodzić z koniecznymi stratami części paliwa z tego tytułu, co powoduje zmniejszenie sprawności silnika i zwiększenie emisji CO oraz HC. Optymalny w tych warunkach skład mieszanki palnej jest opisany współczynnikiem nadmiaru powietrza $\lambda = 0{,}8 \div 0{,}9$. Jest to także skład gwarantujący uzyskanie dużych wartości szybkości spalania i koncentracji przebiegu spalania w obszarze korzystnych położeń tłoka w stosunku do GMP (chodzi tu o uzyskanie dużych wartości sił stycznych).

Przedstawione na rys. 14.1 charakterystyki dotyczą statycznych warunków pracy silnika. W rzeczywistości silnik jest eksploatowany bardzo często w warunkach szybko zmieniających się obciążeń i prędkości obrotowych. Jednym z trudnych momentów pracy w warunkach dynamicznych jest gwałtowne otwarcie przepustnicy, wynikające z chęci uzyskania szybkiego wzrostu mocy silnika. W takiej sytuacji gaźnik elementarny zareagowałby zawsze znacznym chwilowym zubożeniem pali-

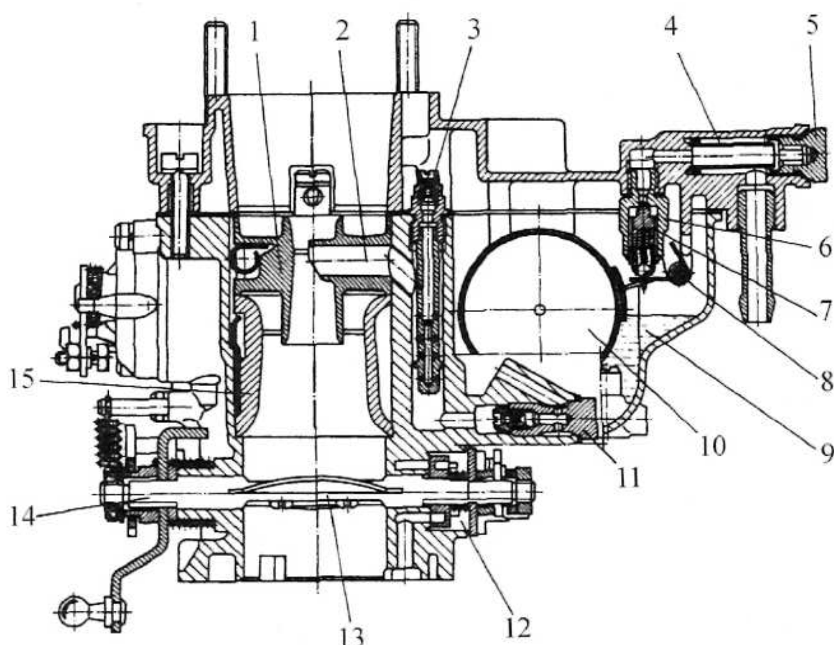
wa. Jest to wywołane bezwładnością przepływu ciekłego paliwa w kanałach między komorą pływakową a zakończeniem rurki rozpylacza. Zwiększony wydatek powietrza pojawi się znacznie szybciej po otwarciu przepustnicy niż przyrost wydatku paliwa. Dodatkowo jeszcze znacznie bardziej zuboży się mieszanka docierająca do cylindrów na skutek dużej bezwładności kropel paliwa w mieszance z powietrzem w układzie dolotowym. Silnik zareaguje w tym przypadku odwrotnie do oczekiwań kierowcy: chwilowo zmniejszy się jego moc, ze względu na gwałtowne zubożenie mieszanki. Aby zatem doprowadzić charakterystykę gaźnika do pożądanej (również w stanach dynamicznych) należało go rozbudować, wyposażając układ elementarny w wiele dodatkowych zespołów.

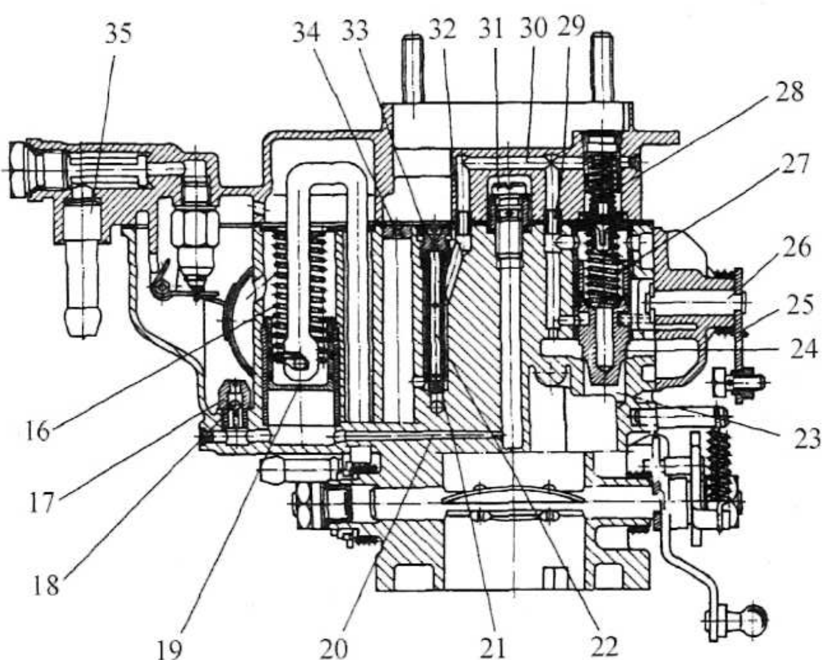
Zasadę oraz obszar działania poszczególnych zespołów można prześledzić na przykładzie gaźnika 34S2C12 (rys. 14.2). Był to rozbudowany dwuprzelotowy gaźnik stosowany w ostatnim modelu samochodu FSO POLONEZ przed wprowadzeniem układów wtryskowych.

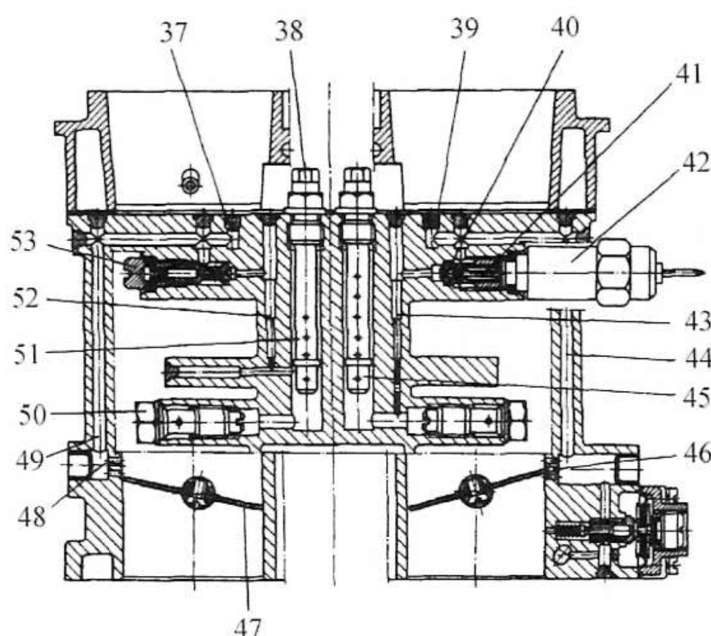
Uruchamianie zimnego silnika umożliwia urządzenie rozruchowe. Jego zadaniem jest wzbogacenie mieszanki. Steruje nim tłok *24*, uruchamiany ręcznie przez zespół cięgna i dźwignię z kabiny kierowcy. W czasie uruchamiania zimnego silnika urządzenie działa poprawnie, gdy przepustnice obu przelotów są zamknięte, a tłok jest uniesiony do góry. Wówczas powstające pod przepustnicą podciśnienie wysysa paliwo z komory pływakowej *9* przez zwężkę paliwa układu rozruchowego *21*. Do paliwa zostaje dostarczona nieduża ilość powietrza zasysanego przez zwężkę powietrza układu rozruchowego *33* w rurce emulsyjnej *22*, dalej miesza się z głównym strumieniem powietrza dostarczanym kanałem powietrza rozruchowego *54* i w postaci mieszaniny wypływa z kanału *23*, pod przepustnicą.

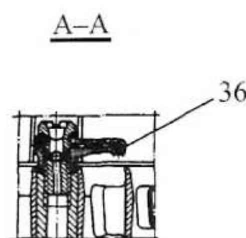
Kolejnym urządzeniem korygującym skład mieszanki palnej jest układ biegu jałowego. W tej fazie pracy silnika (nawet nagrzanego) jest wymagany wzbogacony skład mieszanki palnej do utrzymania stabilnej pracy i stałej wartości prędkości obrotowej. Układ ten współpracuje także z zespołem otworów przejściowych, zapewniającym łagodne przejście między biegiem jałowym a stanem obciążenia silnika. Paliwo jest zasysane z kanału zwężki głównej, przez zawór elektromagnetyczny *41*, *42* i doprowadzane do komory otworów przejściowych *46* oraz dalej do regulowanej zwężki mieszanki biegu jałowego przez sterowany podciśnieniem zawór odpowiadający za pracę układu biegu jałowego w warunkach hamowania silnikiem (patrz rys. 14.2).

Duży obszar obciążeń częściowych jest obsługiwany przez rozpylacze główne (rys. 14.2), w omawianym rozwiązaniu dwa, gaźnik bowiem jest dwuprzelotowy. Wprowadzenie dwóch przelotów miało na celu utrzymanie dosyć dużego zakresu obciążeń odpowiadającego nieznacznemu zubożeniu mieszanki. Ponadto chodziło także o zmniejszenie oporów przepływu mieszanki. Realizacja tego zamysłu była możliwa dzięki przesunięciu otwarcia przepustnicy drugiego przelotu na obszar dosyć już znacznych obciążeń silnika wynikających z pracy pierwszego przelotu. Napęd drugiej przepustnicy mógł być sterowany siłownikiem podciśnieniowym lub zwykłym układem dźwigni łączących przepustnicę pierwszego i drugiego przelotu. Zubożenie mieszanki niezbędne do korekty charakterystyki elementarnej w tym obszarze obciążeń silnika było uzyskiwane dzięki wprowadzeniu rurek emulsyjnych


1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15


16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35


37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53

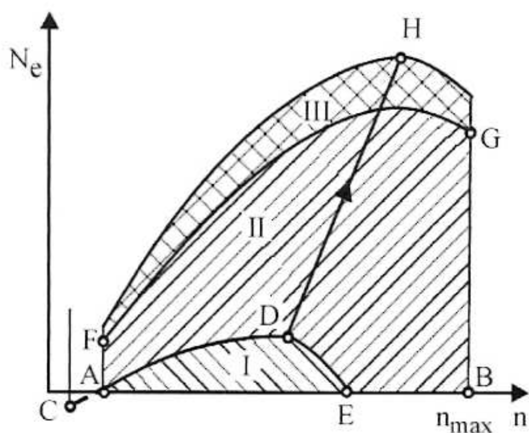

A–A
36

**Rys. 14.2.** Przekroje schematyczne układów gaźnika 34S2C12 (POLONEZ) [39]
*1* — gardziel wstępna, *2* — rozpylacz główny, *3* — główna dysza powietrza I przelotu, *4* — filtr siatkowy, *5* — korek, *6* — gniazdo zaworu iglicowego, *7* — iglica, *8* — oś pływaka, *9* — komora pływakowa, *10* — pływak, *11* — dysza główna paliwa, *12* — zawór odpowietrzania skrzyni korbowej, *13* — przepustnica I przelotu, *14* — oś przepustnicy I przelotu, *15* — gardziel główna, *16* — sprężyna pompki przyspieszającej, *17* — dysza pompki przyspieszającej, *18* — zawór pompki przyspieszającej, *19* — tłok pompki przyspieszającej, *20* — kanał paliwa pompki przyspieszającej, *21* — dysza paliwa układu rozruchowego, *22* — rurka emulsyjna układu rozruchowego, *23* — komora tłoka zaworu rozruchowego, *24* — tłok zaworu rozruchowego, *25* — dźwignia urządzenia rozruchowego, *26* — wałek dźwigni tłoka zaworu rozruchowego, *27* — sprężyna tłoka zaworu rozruchowego, *28* — zawór zubażający mieszankę układu rozruchowego, *29* — tulejka dolotowa w kanale mieszanki układu rozruchowego (blisko tłoka), *30* — kanał mieszanki urządzenia rozruchowego, *31* — rozpylacz pompki przyspieszającej z zaworem kulkowym, *32* — tulejka wylotowa w kanale mieszanki układu rozruchowego (blisko rurki emulsyjnej), *33* — dysza powietrza układu rozruchowego, *34* — dysza studzienki rezerwowej układu rozruchowego, *35* — króciec dostarczający paliwo do gaźnika, *36* — wylot rozpylacza, *37* — dysza powietrza układu przejściowego II przelotu, *38* — główna dysza powietrza II przelotu, *39* — dysza powietrza układu biegu jałowego i przejściowego I przelotu, *40* — dysza paliwa układu biegu jałowego i przejściowego I przelotu, *41* — iglica zaworu elektromagnetycznego, *42* — zawór elektromagnetyczny, *43* — kanał paliwa układu jałowego i przejściowego, *44* — kanał mieszanki układu biegu jałowego i przejściowego I przelotu, *45* — rurka emulsyjna układu głównego I przelotu, *46* — otwory przejściowe I przelotu, *47* — przepustnica II przelotu, *48* — otwory przejściowe II przelotu, *49* — kanał mieszanki otworów przejściowych II przelotu, *50* — dysza główna paliwa II przelotu, *51* — rurka emulsyjna układu głównego II przelotu, *52* — kanał paliwa układu przejściowego II przelotu, *53* — dysza paliwa układu przejściowego II przelotu

zapewniających ponadto efekt częściowego odparowania paliwa. Wpływało to dodatnio na proces tworzenia jednorodnej mieszanki paliwowo-powietrznej. Korygujące działanie rurek emulsyjnych i dodatkowego powietrza wywołując zubożenie mieszanki palnej ograniczało jednak maksymalną, możliwą do uzyskania moc silnika.

Wprowadzono zatem kolejny zespół, zwany oszczędzaczem — wzbogacający skład mieszanki przy całkowitym uchyleniu przepustnic. Pozwala ona na oszczędną regulację składu mieszanki w dużym zakresie obciążeń częściowych, a wzbogacając okazjonalnie mieszankę przy całkowitym otwarciu przepustnic doprowadza do składu bogatszego niż stechiometryczny, stwarza więc warunki do uzyskania maksymalnej mocy silnika. Całkowitemu uchyleniu II przepustnicy towarzyszy na tyle duży spadek ciśnienia w przewężeniu II przelotu, że wywołuje on wypływ dodatkowego strumienia paliwa przez rozpylacz oszczędzacza. Prowadzi to do chwilowego wzbogacenia mieszanki (patrz charakterystyka pożądana gaźnika na rys. 14.1). Zakres działania poszczególnych elementów gaźnika można przedstawić w formie charakterystyk prędkościowych mocy częściowych silnika, osiąganych podczas działania poszczególnych układów (rys. 14.3).

Poszczególne zespoły gaźnika — dziś już nie stosowanego do silników samochodowych — omówiono, aby pokazać stopień jego skomplikowania, mającego na celu uzyskanie dobrej dynamiki pojazdu, zachowanie małego zużycia paliwa, ale także możliwie małego stężenia składników toksycznych i ograniczenia emisji spalin. Okazało się jednak, iż mimo znacznego postępu w konstrukcji gaźników, nadążność tego mechaniczno-pneumatycznego urządzenia do sterowania przepływu paliwa była zbyt mała, by spełnić coraz to ostrzejsze wymagania z zakresu ochrony środowiska, ekonomiki zużycia paliwa i własności dynamicznych silnika. Charakterystyka sterowania przy użyciu układów mechanicznych czy też pneumatyczno-hydraulicznych nie wytrzymała konkurencji z automatyką opartą na sterowaniu elektronicznym.




**Rys. 14.3.** Zakresy mocy osiąganych przez silnik z wykorzystaniem poszczególnych zespołów gaźnika [69]
*I* — urządzenie biegu jałowego, *II* — rozpylacz główny, *III* — oszczędzacz, linia *D-H* (przejście z małych do dużych obciążeń) — pompka przyspieszająca

Pojawiły się próby zelektronizowania gaźnika. Zasada działania takiego gaźnika była również oparta na rozdrobnieniu paliwa w wyniku wypływu z rurki rozpylacza umieszczonej w zwężce Venturiego. Zdecydowano się jednak na utrzymanie odpowiedniego składu mieszanki w różnych stanach pracy silnika przy użyciu sprzężeń sterowanych elektronicznie. Gaźnik wyposażono w dodatkową przepustnicę powietrza umieszczoną nad gardzielą. Odpowiednie sterowanie tą górną przepustnicą zmieniało wartość ciśnienia panującego w obszarze ujścia rurki rozpylacza, a zatem wpływało na zmianę wydatku paliwa. To rozwiązanie, wykorzystywane dawniej jedynie do wyraźnego wzbogacenia mieszanki w czasie zimnego rozruchu, w gaźniku zelektronizowanym zostało wykorzystane do korygowania składu mieszanki w całym obszarze obciążeń i temperatur silnika. Do tego celu wykorzystano mikroprocesor, rejestrujący położenie przepustnicy głównej, prędkość obrotową silnika, temperaturę cieczy chłodzącej, szybkość uchylenia przepustnicy, maksymalne uchylenie przepustnicy głównej. Wszystkie te sygnały, przeanalizowane przez mikroprocesor, były w nim przetwarzane na sygnał uchylenia przepustnicy górnej. Jej położenie, ustalane elektrycznym silnikiem krokowym, decydowało o wartości podciśnienia w przewężeniu, a zatem o wydatku paliwa i w efekcie o składzie mieszanki palnej. Szybkość reakcji gaźnika na zmieniające się wartości pracy silnika była znacznie większa niż w przypadku układów mechaniczno-pneumatycznych, jednak jakość rozdrobnienia paliwa pozostawała taka sama. Ponadto gaźnik elektroniczny, tak jak mechaniczny, wymagał najczęściej dodatkowego podgrzania kolektora dolotowego w celu odparowania cząstek paliwa osiadających na jego ściankach. To wywoływało podwyższenie temperatury ładunku, a zatem wpływało na zmniejszenie napełnienia cylindra i ograniczenie osiąganej przez silnik mocy. Oba rodzaje gaźników wymagały starannego opracowania kształtu kolektorów dolotowych, aby można było uzyskać powtarzalny i równomierny rozdział ładunku. Mimo to różnice napełnienia poszczególnych cylindrów były znaczne, co prowadziło do dodatkowego ograniczenia mocy silnika lub pogorszenia sprawności i składu spalin (m.in. zwiększenia stężenia CO i HC).

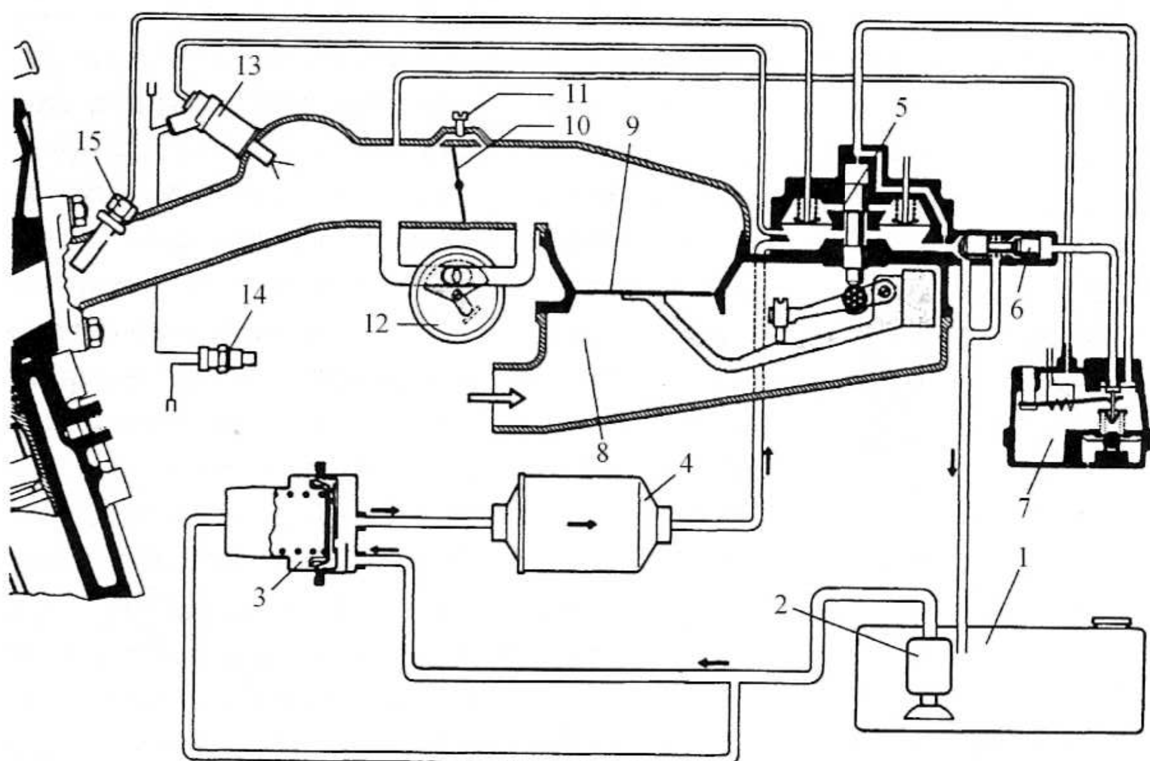
Wszystkie wymienione cechy powodowały, że zelekronizowany gaźnik nie znalazł szerszego zastosowania. Coraz większe prędkości obrotowe silnika wymagały skrócenia czasu przygotowania mieszanki palnej. Jedną z dróg do osiągnięcia tego celu było bardzo dokładne rozdrobnienie paliwa. Rozdrobnienie uzyskiwane w gardzieli gaźnika okazało się niewystarczające, pomyślano zatem o wymuszeniu wypływu paliwa z zwężki rozpylacza w wyniku znacznie większych różnic ciśnienia niż te, które występowały w gardzieli gaźnika, a które osiągały wartość co najwyżej kilku setnych części megapaskala. Opracowano podstawy wtrysku paliwa pod ciśnieniem ok. 0,3÷0,4 MPa. Dawało to wielokrotnie większą różnicę ciśnień. Rozdrobnienie

paliwa było efektem nie tylko rozbicia przez strumień powietrza (jak w gaźniku), ale głównie dużej szybkości wypływu i rozpadu w otworze rozpylacza. Gaźnik, również ten zelektronizowany, nie mógł już konkurować nawet z mechanicznymi rozwiązaniami układów wtryskowych.

Trzeba tu uzmysłowić sobie także inną niekorzystną cechę tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej w jednym, dosyć odległym od cylindra, miejscu kolektora dolotowego. Na długiej drodze między gaźnikiem (a także później wtryskiwaczem jednopunktowo wtryskującym paliwo do kolektora dolotowego) a cylindrem paliwo podgrzewane przez kolektor dolotowy przechodziło w znaczącej części w stan gazowy. Z punktu widzenia utworzenia mieszanki jednorodnej, spełniającej warunki dobrego spalania, była to zaleta. Z punktu widzenia możliwości uzyskania dużego objętościowego wskaźnika mocy — wada. Odparowane paliwo zajmowało część objętości cylindra, wypierając powietrze i ograniczając w ten sposób napełnienie świeżym ładunkiem tlenu. To prowadziło do ograniczenia mocy.

### 14.2.3. Układy wtrysku paliwa do kolektora dolotowego sterowane mechanicznie

Pierwsze rozwiązania sterowanego mechanicznie wtrysku paliwa do kolektora dolotowego pojawiły się już w okresie międzywojennym w silnikach samochodów sportowych i w silnikach lotniczych. Czyniono także udane próby wtrysku benzyny do cylindrów. Prowadziło to do usprawnienia systemu doładowania silników, szcze-



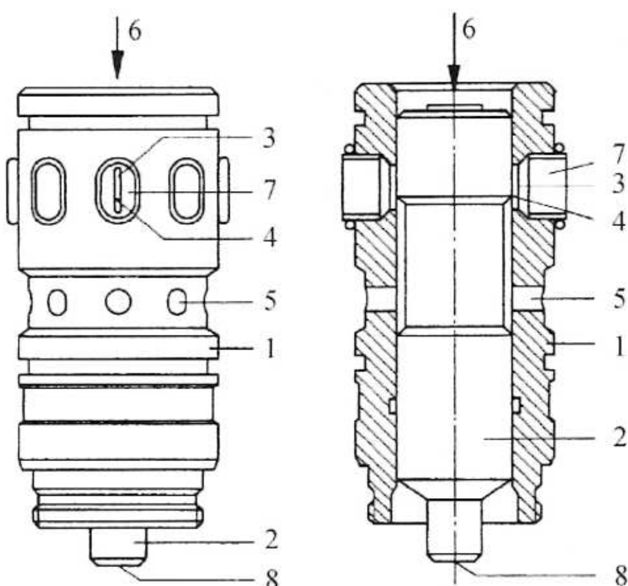

**Rys. 14.4.** Układ wielopunktowego wtrysku paliwa do kolektora dolotowego sterowany mechanicznie (BOSCH K-Jetronic) [20]

*1* — zbiornik paliwa, *2* — elektryczna pompa paliwa, *3* — zasobnik ciśnieniowy paliwa, *4* — filtr paliwa, *5* — rozdzielacz paliwa, *6* — regulator ciśnienia z zaworem zwrotnym, *7* — regulator fazy nagrzewania silnika, *8* — przepływomierz powietrza zasysanego, *9* — tarcza spiętrzająca, *10* — przepustnica, *11* — wkręt regulacji prędkości obrotowej biegu jałowego, *12* — zawór suwakowy powietrza dodatkowego, *13* — wtryskiwacz rozruchowy, *14* — wyłącznik termiczno-czasowy, *15* — wtryskiwacz roboczy

gólnie lotniczych, które, pracując na bardzo różnych wysokościach, traciły moc ze względu na zmniejszającą się wraz z pułapem gęstością powietrza. Z reguły musiały być zatem doładowane. Mechanicznie sterowany, wielopunktowy wtrysk paliwa do kolektora dolotowego (rys. 14.4) wprowadzono w latach pięćdziesiątych najpierw w silnikach samochodów wyczynowych i sportowych, później użytkowych wyższej klasy.

Było to rozwiązanie o ciągłym charakterze wypływu paliwa. Przy użyciu sterowania mechanicznego trudne było zsynchronizowanie chwili wtrysku z otwarciem zaworów dolotowych i precyzyjne ustalenie dawki paliwa. Układ wtrysku ciągłego był stosowany przez wiele lat w różnych odmianach. Przodującymi firmami rozwijającymi takie układy były firmy Bosch, Zenith, Pierburg, Weber.

W skład układu wchodził zbiornik paliwa *1* z zabudowaną w nim zazwyczaj elektryczną pompą *2* tłoczącą paliwo. Ze względu na bezpieczeństwo zbiornik w samochodach osobowych został przeniesiony przed tylną oś samochodu — poza tylną strefę zgniotu. W układzie znajdował się akumulator ciśnienia paliwa *3*, służący do utrzymania ciśnienia w układzie przez pewien czas po wyłączeniu silnika, filtr paliwa *4* oraz zespół rozdzielacza paliwa *5* z urządzeniem sterującym wielkością dawki w zależności od wydatku powietrza (tarcza spiętrzająca *9*) i regulator ciśnienia *6* oraz regulator dawki *7*. Układ był wyposażony w dwa rodzaje wtryskiwaczy: wtryskiwacze robocze *15*, umieszczone możliwie blisko zaworów dolotowych, oraz — najczęściej jeden — wtryskiwacz rozruchowy *13*, znajdujący się we wspólnej komorze układu dolotowego. Moc silnika była sterowana napełnieniem cylindrów przez zmianę położenia przepustnicy powietrza *10*, połączonej oczywiście z pedałem przyspieszenia w kabinie kierowcy. Powietrze doprowadzano do silnika przy zamkniętej przepustnicy zazwyczaj dwoma kanałami: jeden, o mniejszym przekroju, dostarczał powietrze do pracy na biegu jałowym przy rozgrzanym silniku, drugi, o przekroju większym i regulowanym termicznie, do rozruchu zimnego silnika i po uruchomieniu w czasie nagrzewania, kiedy paliwo jest wtryskiwane wtryskiwaczem rozruchowym.




**Rys. 14.5.** Schemat tłoka współpracującego z tuleją rozdzielacza dozownika [20]

*1* — tuleja rozdzielacza, *2* — tłok sterujący, *3* — szczelina sterowana, *4* — krawędź sterująca tłoka, *5* — otwór dopływu paliwa, *6* — kierunek oddziaływania ciśnienia sterującego, *7* — otwór przepływu do zaworów różnicowych (do komory górnej), *8* — czop do oparcia tłoka na łożysku igiełkowym przepływomierza powietrza

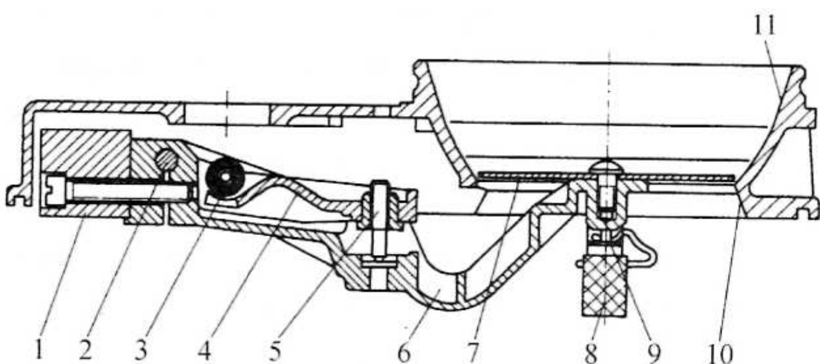
Jednym z dwóch podstawowych elementów układu, który decyduje o rozdziale paliwa do wszystkich wtryskiwaczy roboczych, a także o ilości dostarczonego do nich paliwa jest rozdzielacz dozownik (rys. 14.5). Głównym elementem tego urządzenia jest tłok współpracujący z tuleją mającą wzdłużne szczeliny. Pole swobodnego przekroju tych szczelin, zależne od położenia krawędzi sterującej tłoka, decyduje o wydatku paliwa dostarczonego do wtryskiwaczy. Taka

zależność jest łatwa do spełnienia przy stabilizacji ciśnienia paliwa. Każda szczelina zaopatruje w paliwo przyłącze odpowiedniego wtryskiwacza. Przemieszczeniu tłoka ku górze towarzyszy zwiększenie pola swobodnego przekroju szczelin, a zatem zwiększenie wydatku paliwa. Położenie tłoka w stosunku do tulei zależy od położenia tarczy spiętrzającej w drugim co do ważności zespole — przepływomierzu powietrza (patrz rys. 14.4), a także od siły parcia, działającej na górną powierzchnię tłoka, a pochodzącej od ciśnienia paliwa na stronie powrotu do zbiornika. Przepływ paliwa do wtryskiwaczy jest możliwy po otwarciu zaworu różnicowego (patrz rys. 14.4).

Kolejnym istotnym zespołem jest regulator ciśnienia paliwa (*6*, rys. 14.4), znajdujący się w obudowie rozdzielacza dozownika. Ma on za zadanie utrzymanie stałego ciśnienia w układzie zasilania, niezależnie od prędkości obrotowej pompy paliwa oraz wydatku paliwa dostarczanego do wtryskiwaczy. Jest to istotny warunek poprawnej pracy układu dozowania paliwa, wydatek bowiem paliwa przepływającego przez kontrolowany przekrój zależy od różnicy ciśnień przed i za tym przekrojem i od pola tego przekroju. Aby uzyskać jednoznaczną zależność między wydatkiem a polem swobodnego przekroju przepływu (wielkością szczeliny) — zatem w konsekwencji wysokością, na jaką został uniesiony tłok, należy zadbać o stałość różnicy ciśnień.

Bardzo ważnym zespołem układu jest przepływomierz powietrza (rys. 14.6). Parametrem informującym o wydatku powietrza w mechanicznych układach wtryskowych jest wychylenie tarczy spiętrzającej, umieszczonej w kielichu o specjalnie dobranym kształcie.

Układ tarczy osadzonej na dźwigni może wykonywać ruch unoszenia ku górze wokół osi (*2*, rys. 14.6). Całość jest tak wyważona przeciwciężarem *1*, by w stanie bez przepływu powietrza tarcza zajmowała położenie w okolicach dolnej krawędzi kielicha, gdzie jest utrzymywana przez gumowy zderzak *8*. Gdy zaczyna przepływać powietrze (uruchomienie silnika), jego dynamiczny napór na dolną powierzchnię tarczy powoduje jej uniesienie. Towarzyszy temu zwiększenie pola swobodnego przepływu powietrza między krawędzią obwodową tarczy a wewnętrzną średnicą kielicha. Położenie równowagi tarczy w warunkach przepływu powietrza zależeć będzie od wydatku powietrza, z jego zwiększeniem bowiem zwiększa się również dynamiczny napór na dolną powierzchnię tarczy.




**Rys. 14.6.** Mechaniczny przepływomierz powietrza z tarczą spiętrzającą i kielichem przepływomierza [20]

*1* — przeciwciężar, *2* — oś dźwigni tarczy spiętrzającej, *3* — łożysko igiełkowe, *4* — dźwignia pośrednia, *5* — wkręt regulacji składu mieszanki, *6* — dźwignia tarczy spiętrzającej, *7* — tarcza spiętrzająca, *8* — zderzak gumowy, *9* — płaska sprężyna zderzakowa, *10* — odciążająca część gardzieli, *11* — kielich przepływomierza

Charakterystyka wzniosu tarczy spiętrzającej zależy także od kształtu kielicha. Im mniejszy bowiem będzie kąt wierzchołkowy stożka tworzącego kielich, tym większe będzie wychylenie tarczy przy takim samym wydatku powietrza. Można zatem sprzęgnąć dźwignię tarczy spiętrzającej przepływomierza powietrza ze stopką tłoka sterującego otwarcie szczelin. Odpowiedni dobór kształtu kielicha, długości ramion dźwigni przełoży się na wznios tłoka i ustalenie swobodnego przekroju przepływu przez szczeliny zaworu dozującego. Omówiony sposób powiązania wydatku paliwa z wydatkiem powietrza daje zadowalające efekty w czasie pracy rozgrzanego silnika w stanie ustalonym. Możliwe jest zatem utrzymanie w ten sposób ustalonego składu np. $\lambda \approx 1,1 \div 1,15$ w szerokim zakresie obciążeń częściowych (podobnie do zakresu działania rozpylacza zwężki głównej przy obciążeniach częściowych). Istotną korektę składu mieszanki, zapewniającą jej wzbogacenie w czasie pracy na biegu jałowym oraz przy całkowitych obciążeniach silnika w celu uzyskania maksymalnej mocy uzyskuje się przez odpowiednie ukształtowanie konturu kielicha.

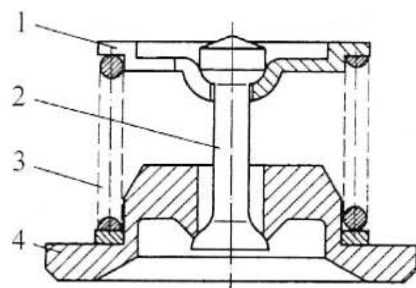
Współpraca tarczy spiętrzającej z kielichem i tłokiem dozownika zapewnia także chwilowe wzbogacenie mieszanki w przypadku gwałtownego uchylenia przepustnicy. W tej fazie gwałtowne zwiększenie wydatku powietrza powoduje chwilowe uniesienie tarczy powyżej poziomu równowagi, po czym następuje jej powolny powrót do tego poziomu. Czas wychylenia ku górze jest czasem wzbogacenia mieszanki. To zręcznie wykorzystane przez konstruktorów zjawisko daje efekt wzbogacenia mieszanki podobny jak działanie pompki przyspieszenia w gaźniku.

Układ wzbogacenia mieszanki w fazie nagrzewania silnika działa na zasadzie zmniejszania ciśnienia nad tłokiem dozującym. Od wartości tego ciśnienia zależy wypadkowa siła parcia paliwa, przeciwdziałająca unoszeniu tłoka rozdzielacza ku górze. W miarę obniżania tego ciśnienia, tłok dozownika uniesie się wyżej, mimo nie zmienionych warunków przepływu powietrza (przy takim samym wydatku powietrza). To oczywiście powoduje wzbogacenie mieszanki paliwowo-powietrznej. Wartość ciśnienia paliwa nad tłokiem jest regulowana przez termiczny regulator (*7*, rys. 14.4), dławiący przepływ paliwa powracającego do zbiornika. Gdy silnik jest zimny, przepływ jest całkowicie otwarty. Po uruchomieniu silnika bimetalowa dźwignia nagrzewana od zasilanego prądem urządzenia przymyka zawór przelewowy. Ciśnienie nad tłokiem wzrasta, a to sprzyja względnemu obniżaniu się tłoka, zmniejszaniu wydatku paliwa i w konsekwencji zubożeniu mieszanki palnej. Cały zespół jest umieszczony na gorącej części silnika (najczęściej w okolicach głowicy). Zapewnia to zamknięcie przelewu i zubożenie mieszanki nawet w przypadku awarii układu elektrycznego podgrzewania dźwigni bimetalowej. Nagrzewa się ona dzięki wzrostowi temperatury całego regulatora, choć trwa to dłużej.

Układ rozruchowy stanowi dodatkowy wtryskiwacz (*13*, rys. 14.4), zazwyczaj jeden, umieszczony we wspólnej gałęzi kolektora dolotowego. Uruchamiany jest przez czujnik temperatury cieczy chłodzącej silnik, po włączeniu układu zapłonowego. Pracuje, gdy silnik jest zimny, a jest wyłączany po nieznacznym wzroście temperatury cieczy chłodzącej. Dalsza praca na wzbogaconej mieszance jest moż-

liwa dzięki układowi opisanemu wyżej. Gdy wtryskiwacz rozruchowy pracuje, silnik mimo zamkniętej przepustnicy jest zasilany znaczną ilością powietrza przez kanał obejściowy, którego pole przekroju jest regulowane zaworem bimetalowym (*12*, rys. 14.4).

Wtryskiwacz roboczy jest sterowany wzrostem ciśnienia paliwa. Otwarcie następuje po zwiększeniu wypadkowej siły parcia, pochodzącej od ciśnienia paliwa, na iglicę *2* (rys. 14.7) powyżej wartości siły docisku sprężyny *3*. Kształt iglicy i gniazda wywiera, podobnie jak prędkość wypływu, duży wpływ na jakość rozdrobnienia paliwa.




**Rys. 14.7.** Gniazdo iglicy rozpylacza paliwa we wtryskiwaczu roboczym [20]

*1* — talerzyk sprężyny, *2* — iglica rozpylacza, *3* — sprężyna zaworu, *4* — gniazdo zaworu rozpylacza

Opisane działanie mechanicznego układu wtrysku wielopunktowego jak widać zapewnia uzyskanie pożądanej charakterystyki zmian składu mieszanki palnej we wszystkich spotykanych zakresach pracy silnika. Obserwuje się tu wyraźne analogie do działania poszczególnych układów i zespołów gaźnika.

Porównując jednak cechy mechanicznego układu wtrysku wielopunktowego i układu gaźnikowego należy podkreślić przewagę układu wtryskowego. Zapewnia on lepsze rozdrobnienie paliwa, ze względu na większe różnice ciśnień we wtryskiwaczu, oraz większą nadążność zmian składu mieszanki palnej za zmianami warunków pracy silnika, gdyż wtryskiwacze umieszczone w pobliżu zaworów dolotowych reagują w zasadzie bez zwłoki np. na zwiększenie wydatku powietrza. W gaźniku istnieje zawsze zwłoka między chwilą wzrostu przepływu powietrza a wypływem zwiększonego wydatku paliwa ze względu na bezwładność paliwa.

Zastosowanie wtrysku wielopunktowego poprawia równomierność napełnienia cylindrów. Umieszczenie wtryskiwaczy w bezpośredniej bliskości zaworów dolotowych wpływa na zwiększenie napełnienia cylindra, gdyż część paliwa może odparować wewnątrz komory spalania. Obniżaniu ulega temperatura obiegu silnika i stężenie tlenków azotu w spalinach. Niższe temperatury obiegu stwarzają warunki do zwiększenia sprawności ogólnej silnika, gdyż zmniejszają się straty przepływu ciepła od czynnika roboczego do ścianek cylindra (mniejsza jest bowiem różnica temperatur).

Układ charakteryzuje się jednak pewnymi cechami negatywnymi, które doprowadziły do zelektronizowania zasilania wtryskowego. Do głównych zaliczyć należy mechaniczny sposób sterowania i korygowania dawki paliwa oraz składu mieszanki, który dla współczesnych szybkoobrotowych silników spalinowych jest zbyt powolny. Ogranicza liczbę parametrów, które mogą być analizowane do wyregulowania optymalnej dawki i pożądanego składu mieszanki. Układ mechaniczny jest podatny na zmianę charakterystyk w miarę zużywania się części współpracujących. Jest ponadto układem o działaniu ciągłym, w którym część paliwa odparowuje w kolektorze dolotowym, wypierając ładunek powietrza. Wpływa tym samym na ograniczenie napełnienia i maksymalnej mocy silnika.

## 14.3. Współczesne układy zasilania silników ZI

### 14.3.1. Uwagi ogólne

Współczesne układy zasilania silników ZI są sterowane elektronicznie. Rozwój zminiaturyzowanych elektronicznych mikroprocesorów umożliwił ich zastosowanie m.in. do układów zasilania silników spalinowych. Pozwoliło to na wyeliminowanie systemów mechanicznych jako mniej precyzyjnych i zbyt powolnych w działaniu. Elektronizacja pozwoliła także na prowadzenie ciągłej rejestracji wielu charakterystycznych parametrów pracy silnika, warunków otoczenia, warunków pracy pojazdu. Układy zasilające silnika stały się przez to urządzeniami reagującymi bardzo szybko na zmianę tych parametrów.

Współczesne układy wtryskowe charakteryzują się bardzo dużymi możliwościami analizowania dużej ilości procesów. Efektem wyjściowym jest precyzyjny dobór składu mieszanki palnej w wyniku szybkiego (mikroprocesorowego) przeanalizowania parametrów wejściowych. Wszystko to służy podstawowemu celowi, tj. zmniejszeniu emisji składników toksycznych w spalinach z zachowaniem możliwie najmniejszego zużycia paliwa.

Elektronizacja wtrysku objęła dwa podstawowe układy: wtrysku jednopunktowego i wielopunktowego. Wtrysk jednopunktowy znalazł zastosowanie przede wszystkim w silnikach już sprawdzonych, w których próbowano poprawić skład spalin oraz parametry eksploatacyjne. Rezygnowano więc np. z układu gaźnikowego, pozostawiając w zasadzie nie zmieniony zespół głowicy silnika oraz kanałów kolektora dolotowego. Znane są także konstrukcje współczesnych silników ZI, stosowanych w mniejszych, tańszych samochodach osobowych, w których zdecydowano się na zastosowanie zelektronizowanego, jednopunktowego wtrysku benzyny w celu spełnienia norm dotyczących składu spalin.

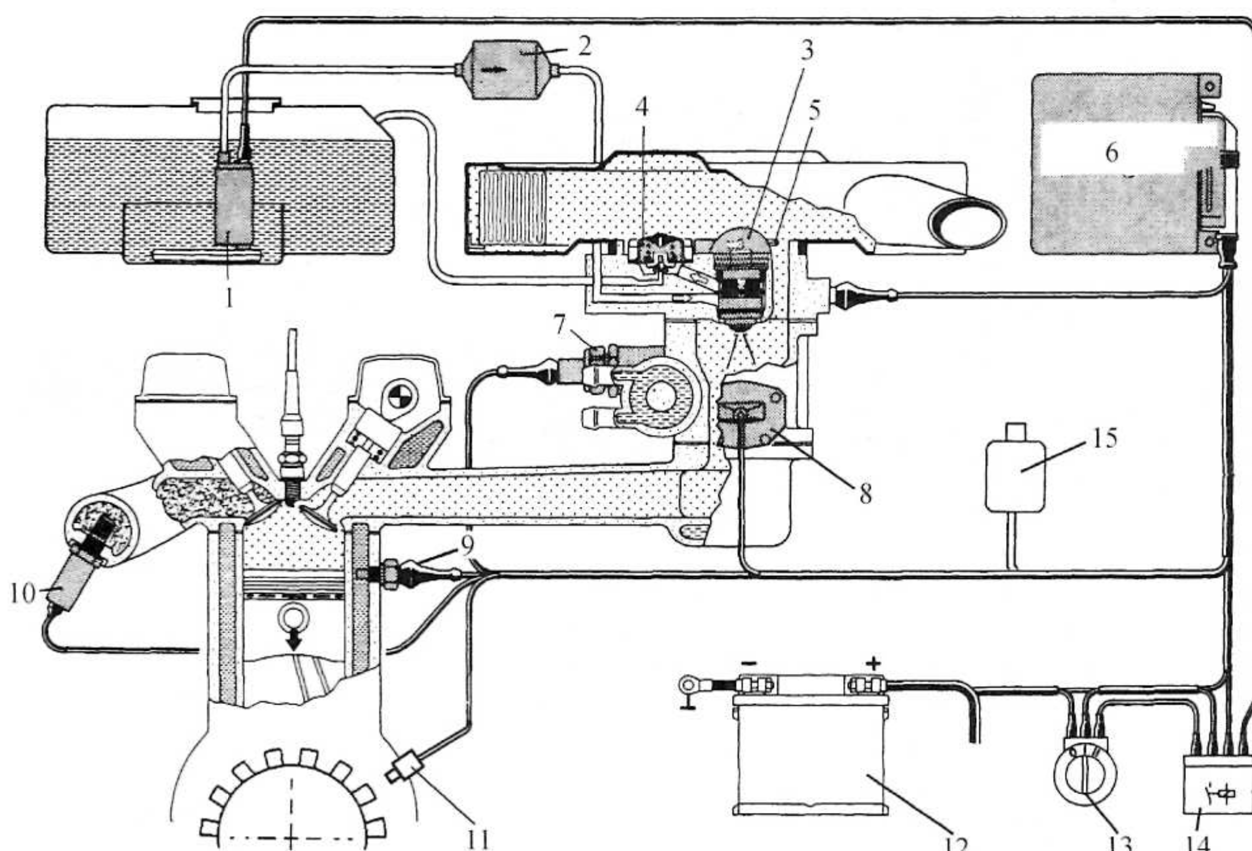
Drugim, powszechnie dziś dominującym układem jest układ wtrysku wielopunktowego, wymagający zmian kolektora dolotowego, a często opracowania od podstaw głowicy i kształtu komory spalania. Jest rozwiązaniem droższym, ale zapewniającym dalszą poprawę składu spalin oraz parametrów użytkowych silnika.

Trzeba też zaznaczyć, że elektroniczne układy wtrysku obecnie współpracują w sprzężeniu zwrotnym z sondą $\lambda$, co zapewnia optymalne warunki pracy utleniająco-redukującym reaktorom katalitycznym, które stały się nieodzownym elementem współpracującym z układem zasilania. Ich stosowanie zostało wymuszone rosnącymi wymaganiami wynikającymi z prawnych uwarunkowań dotyczących ochrony środowiska.

### 14.3.2. Układy wtrysku jednopunktowego sterowane elektronicznie

Jak wspomniano, wtrysk jednopunktowy (rys. 14.8) został wprowadzony do starszej generacji sprawdzonych silników, zastępując w nich układy gaźnikowe, lub w niektórych przypadkach do rozwiązań nowych małych i tanich samochodów osobowych.

Ogólna koncepcja zapewnienia odpowiedniego składu mieszanki wynika z dostosowania wydatku paliwa do mierzonego wydatku powietrza dostarczanego do

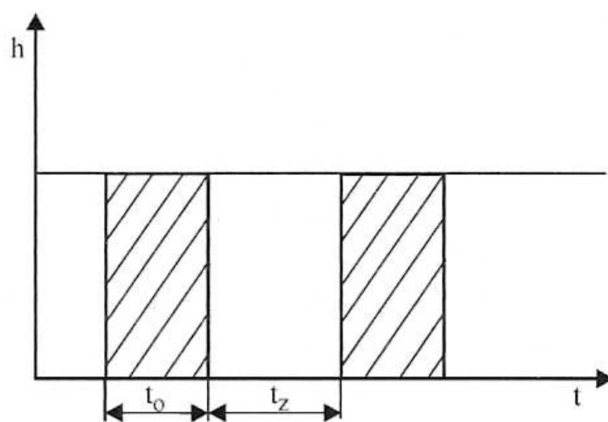



**Rys. 14.8.** Schemat sterowanego elektronicznie współczesnego układu jednopunktowego wtrysku benzyny (Bosch Mono-Jetronic) [19]

*1* — elektryczna pompa paliwa, *2* — filtr paliwa, *3* — wtryskiwacz, *4* — regulator ciśnienia paliwa, *5* — czujnik temperatury zasysanego powietrza, *6* — sterownik, *7* — regulator temperatury, *8* — czujnik położenia przepustnicy, *9* — czujnik temperatury silnika, *10* — sonda $\lambda$ (lambda), *11* — czujnik położenia wału korbowego, *12* — akumulator, *13* — wyłącznik zapłonu, *14* — zespół przekaźników, *15* — czujnik ciśnienia otoczenia

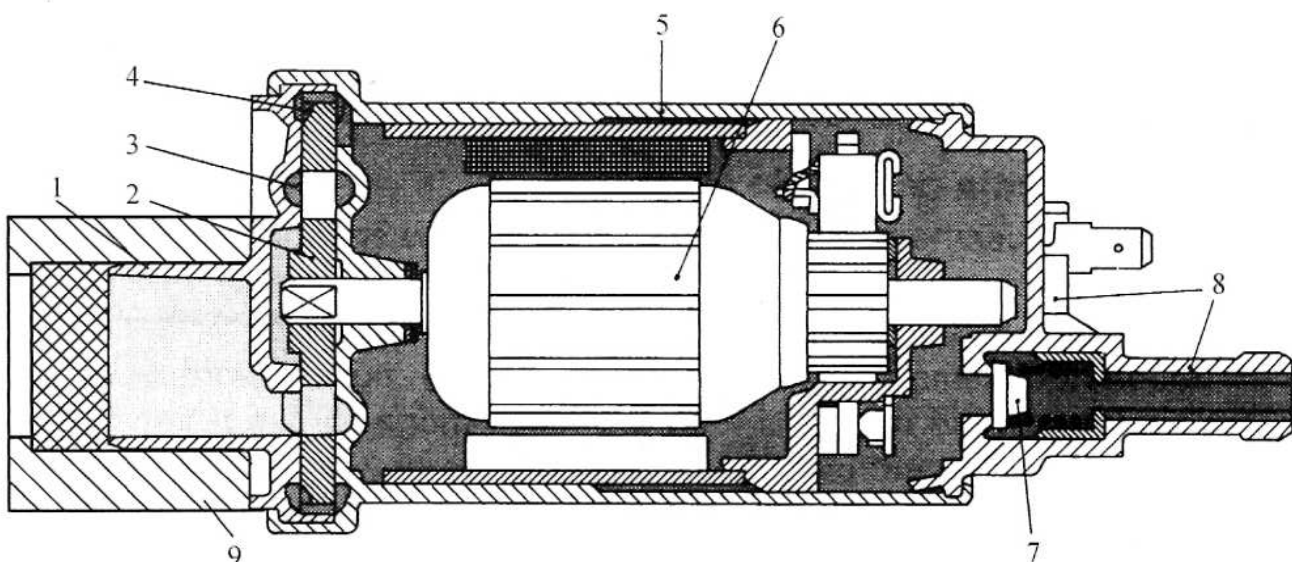
silnika. Wydatek wtryskiwacza zależy od charakterystyki jego czasu otwarcia i zamknięcia. Jest to jeden z najczęściej stosowanych sposobów regulacji (rys. 14.9).

Wydłużenie czasu otwarcia w stosunku do czasu zamknięcia wtryskiwacza prowadzi oczywiście do zwiększenia wydatku dawkowanego paliwa. Skrócenie czasu otwarcia daje efekt przeciwny. Czas otwarcia i zamknięcia jest regulowany przez elektroniczny sterownik (*6*, rys. 14.8). Wtryskiwacz działa na zasadzie zaworu elektromagnetycznego. Wtryskiwacz roboczy z zespołem wtryskowym jest umieszczony w centralnej części kolektora dolotowego, tam gdzie w dawnych rozwiązaniach był zabudowany gaźnik. Paliwo doprowadzane ze zbiornika, w którym jest zanurzona tłocząca pompa elektryczna, przepływa przez filtr *2* i zasila zespół wtryskiwaczy pod ciśnieniem stabilizowanym przed wtryskiwaczem przez regulator *4*. Utrzymanie stałego ciśnienia paliwa jest bardzo ważne z punktu




**Rys. 14.9.** Schemat regulacji wydatku wtryskiwacza

*h* — wznios iglicy wtryskiwacza, *t* — czas pracy, $t_o$ — czas otwarcia, $t_z$ — czas zamknięcia




**Rys. 14.10.** Przykład dwustopniowej pompy paliwa [19]
*1* — pokrywa od strony ssawnej z króćcem, *2* — wirnik pompy, *3* — I stopień pompy (osiowy), *4* — II stopień pompy (promieniowy), *4* — pompa obwodowo-wirnikowa, *5* — obudowa pompy, *6* — wirnik silnika, *7* — zawór zwrotny, *8* — pokrywa z króćcem przewodu tłoczenia, *9* — wstępny filtr paliwa

widzenia możliwości precyzyjnego sterowania wydatku paliwa, który tylko wówczas może być funkcją czasu otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza. Wszelkie zmiany ciśnienia wywołują zmianę wydatku. Nadmiar paliwa powraca przelewem do zbiornika.

Do wytwarzania ciśnienia coraz częściej są stosowane przepływowe pompy elektryczne, zastępujące pompy wyporowe. Ciśnienie zasilania waha się w granicach 0,1÷0,15 MPa, w zależności od rozwiązania. Aby zapewnić takie ciśnienie, w całym zakresie wydatków stosuje się często pompy dwustopniowe. Przedstawiona na rys. 14.10 pompa ma pierwszy stopień osiowy, drugi zaś — promieniowy. Cechą charakterystyczną takich rozwiązań jest zanurzenie wałka wirnika, stojana i komutatora elektrycznego silnika napędzającego wirniki pompy w paliwie. Wpływa to korzystnie na chłodzenie układu pompy oraz smarowanie zespołów wspomagających. Przepływowe, wirnikowe pompy paliwa charakteryzują się cichą pracą i większą trwałością.

W omawianym układzie wtrysku jednopunktowego rozpylone paliwo miesza się z powietrzem w kolektorze dolotowym. Bezpośrednie okolice wtrysku paliwa są podgrzewane płaszczem cieczy z układu chłodzenia. Intensywność grzania zależy od temperatury otoczenia. Decyduje o tym zmienny przekrój zaworu sterującego przepływ cieczy z układu chłodzenia silnika (*7*, rys. 14.8). Układ ten jest sterowany sygnałem sterownika *6*. Dalej mieszanka paliwowo-powietrzna jest rozdzielana gałęziami kolektora dolotowego do kolejnych cylindrów. Podstawowym, mierzonym na bieżąco parametrem jest wydatek powietrza. Pomiar polega na ciągłej rejestracji położenia przepustnicy czujnikiem potencjometrycznym *8*, prędkości obrotowej czujnikiem *11* współpracującym z wieńcem zębatym osadzonym na wale korbowym silnika i wartości ciśnienia otoczenia czujnikiem *14*. Wprowadzenie tych parametrów do sterownika *6* pozwala na określenie wydatku przepływającego powietrza. Sygnał dotyczący doboru aktualnego wydatku paliwa (w celu zapewnienia odpowiedniego składu mieszanki palnej) jest korygowany w zależności od warunków pracy silnika określonych przez czujnik temperatury cieczy chłodzącej i przez sondę $\lambda$.

Czujnik temperatury cieczy chłodzącej (*9*, rys. 14.8) dostarcza informacji istotnej do zapewnienia wzbogacenia mieszanki (zwiększenia czasu otwarcia wtryskiwacza) w czasie uruchamiania zimnego silnika oraz w fazie jego rozgrzewania po uruchomieniu.

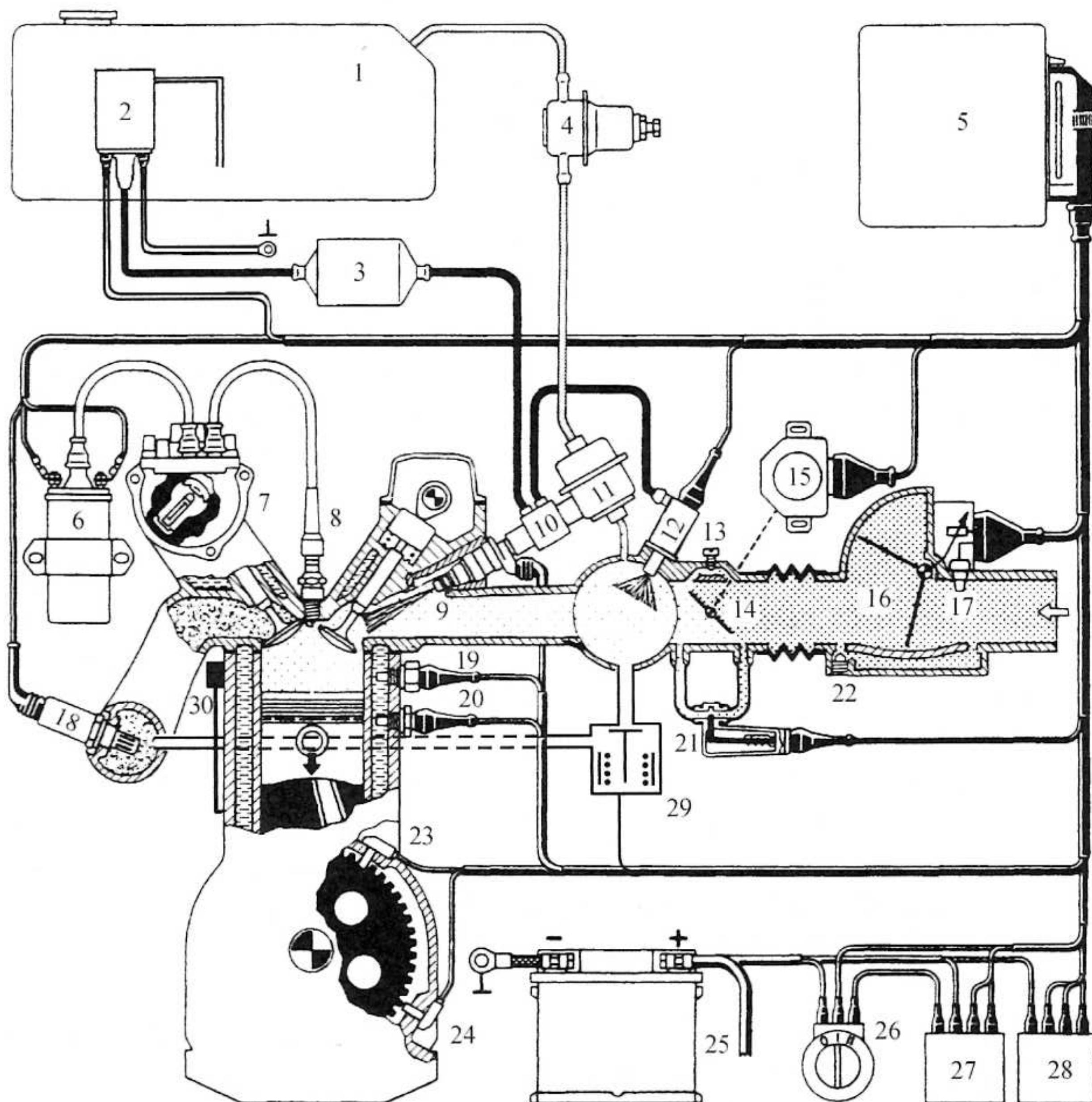
Sonda $\lambda$ zapewnia precyzyjne skorygowanie składu mieszanki paliwowo-powietrznej do utrzymania wartości $\lambda \approx 1$. Taki skład jest wymagany do zapewnienia poprawnego, najbardziej sprawnego działania utleniająco-redukującego reaktora katalitycznego (patrz rys. 6.4, rozdz. 6).

Podsumowując, omawiane rozwiązanie elektronicznego jednopunktowego wtrysku paliwa umożliwia uzyskanie poprawnego składu mieszanki palnej w podstawowych obszarach obciążeń, prędkości obrotowych oraz stanów cieplnych silnika. Uzyskanie pożądanego składu jest szybkie i precyzyjne w wyniku doboru odpowiedniego czasu otwarcia i zamknięcia wtryskiwacza roboczego. Układ zapewnia znaczne wzbogacenie mieszanki w czasie rozruchu zimnego silnika i powolne jej zubażanie w czasie nagrzewania (odpowiada to działaniu urządzenia rozruchowego i później biegu jałowego w układzie gaźnikowym). Umożliwia też uzyskanie stałego składu o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1$ w dużym zakresie obciążeń częściowych. W tym obszarze widać różnicę w stosunku do układów gaźnikowych. Utrzymywanie składu zbliżonego do stechiometrycznego jest wymuszone zastosowaniem utleniająco-redukującego reaktora katalitycznego. Układ poprawnie reaguje na gwałtowne bądź całkowite uchylenie przepustnicy. W celu uzyskania w tych przypadkach maksymalnej mocy silnika, mieszanka jest wzbogacana ponad skład stechiometryczny. Informację o takim stanie przesyła czujnik położenia przepustnicy, a właściwie sygnał odpowiadający prędkości jej otwierania. Na krótko ignorowany jest wówczas sygnał z sondy $\lambda$.

Zrealizowanie tych wszystkich stanów pracy w stosunkowo prostym układzie jest możliwe jedynie dzięki elektronicznemu przetwarzaniu wartości parametrów opisujących stan pracy silnika. Układ ten oczywiście nie jest doskonały z punktu widzenia możliwości osiągnięcia maksymalnej mocy silnika. Na przeszkodzie stoją tu znane przyczyny wynikające z jednopunktowego systemu tworzenia mieszanki palnej. Należą do nich nierównomierny rozdział ładunku do poszczególnych cylindrów, niejednakowy skład mieszanki dostarczonej do cylindrów, a także fakt, iż w zasadzie główna część stosunkowo dobrze rozpylonego paliwa odparowuje w odgałęzieniach kolektora dolotowego, wypierając ładunek powietrza, co ogranicza wielkość możliwej do spalenia dawki paliwa ze względu na mniejszą ilość tlenu dostarczonego do cylindrów.

### 14.3.3. Układy wielopunktowego wtrysku paliwa do kolektora dolotowego sterowane elektronicznie

Układy te zostały opracowane w celu wyeliminowania omówionych wyżej niedostatków jednopunktowego tworzenia mieszanki palnej oraz zwiększenia szybkości reakcji na zmiany warunków pracy i precyzji doboru składu mieszanki w stosunku do znanych już przecież wcześniej mechanicznych układów wtrysku wielopunktowego. Sterowane elektronicznie układy wtrysku wielopunktowego (rys. 14.11) wyróżniają się zatem następującymi zaletami:




**Rys. 14.11.** Schemat elektronicznego układu wielopunktowego wtrysku benzyny [19]
*1* — zbiornik paliwa, *2* — pompa paliwa, *3* — filtr paliwa, *4* — tłumik pulsacji przepływu, *5* — sterownik, *6* — cewka zapłonowa, *7* — rozdzielacz zapłonu, *8* — świeca zapłonowa, *9* — wtryskiwacz roboczy, *10* — kolektor zbiorczy paliwa, *11* — regulator ciśnienia, *12* — wtryskiwacz rozruchowy, *13* — wkręt regulacyjny prędkości obrotowej biegu jałowego, *14* — przepustnica, *15* — czujnik położenia przepustnicy, *16* — przepływomierz powietrza, *17* — czujnik temperatury powietrza, *18* — sonda $\lambda$, *19* — wyłącznik termiczno-czasowy, *20* — czujnik temperatury cieczy chłodzącej, *21* — suwakowy zawór powietrza dodatkowego, *22* — wkręt regulacji składu mieszanki biegu jałowego, *23* — czujnik położenia wału korbowego, *24* — czujnik prędkości obrotowej silnika, *25* — akumulator, *26* — wyłącznik zapłonu, *27* — przekaźnik główny, *28* — przekaźnik pompy paliwa, *29* — zawór recyrkulacji spalin, *30* — czujnik spalania stukowego

— dużą szybkością nadążania z doborem właściwego składu oraz dawki paliwa za zmianami parametrów pracy silnika;
— dużą dokładnością zapewnienia jednakowego składu mieszanki w każdym z cylindrów;
— dużą powtarzalnością współczynnika napełnienia poszczególnych cylindrów;
— stosunkowo dużą wartością współczynnika napełnienia cylindrów dzięki możliwości odparowania znacznej części dawki paliwa wewnątrz cylindra; cecha ta

jest szczególnie widoczna przy synchronizacji początku wtrysku z otwarciem zaworu dolotowego;
- zmniejszeniem emisji tlenków azotu w wyniku obniżenia temperatury obiegu przez częściowe odparowanie paliwa wewnątrz cylindra;
- poprawą sprawności ogólnej silnika ze względu na mniejsze straty chłodzenia (mniejszy strumień ciepła odprowadzanego do ścianek cylindra ze względu na niższy poziom temperatur obiegu);
- zwiększeniem mocy silnika, głównie na skutek zwiększenia współczynnika napełnienia oraz zmniejszenia różnic wartości tego współczynnika między poszczególnymi cylindrami.

Należy tu dodać, że do skutecznego wykorzystania tych zalet należy spełnić także wiele wymagań dotyczących poprawności procesu spalania. Chodzi tu głównie o wykorzystanie dobrego zawirowania w komorze spalania. W szybkoobrotowych silnikach o wielopunktowym wtrysku paliwa w pobliżu zaworu dolotowego podczas jego otwierania pozostaje bardzo mało czasu na odparowanie paliwa i przygotowanie jednorodnej mieszanki palnej. Pomagają w tym kanały dolotowe zasilające dwa, a czasem trzy zawory, które oprócz zmniejszania oporów przepływu mają za zadanie wytworzenie silnego turbulentnego zawirowania, w celu przyspieszenia parowania i mieszania paliwa z powietrzem, a także zwiększenia szybkości spalania (parametru zmniejszonego nieznacznie przez schłodzenie ładunku w wyniku wewnętrznego odparowania paliwa).

Układ jest zasilany pompą paliwa *2* (rys. 14.11), najczęściej zanurzoną w zbiorniku i zapewniającą utrzymanie ciśnienia w kolektorze zbiorczym *10* w granicach 0,3÷0,4 MPa przy różnych wymaganych wydatkach paliwa. Ciśnienie to jest stabilizowane za pomocą regulatora ciśnienia *11*, uwzględniającego wartość ciśnienia powietrza w kolektorze dolotowym za przepustnicą. W celu wyeliminowania pulsacji w kolektorze zbiorczym paliwa jego objętość jest ściśle dobierana do typu silnika i wydatku wtryskiwaczy roboczych. Układ jest wyposażony w jednopunktowy wtryskiwacz rozruchowy *12* umieszczony w komorze kolektora dolotowego za przepustnicą. Wprowadzenie odsuniętego od zaworów dodatkowego wtryskiwacza stwarza warunki do lepszego odparowania paliwa w czasie rozruchu, jest ono bowiem dłużej przetrzymywane w kolektorze dolotowym. Należy pamiętać, że wtryskiwacz ten jest sterowany przez sterownik *5* w wyniku sygnału czujnika temperatury cieczy chłodzącej *20* oraz czujnika prędkości obrotowej silnika *24*. Wydatek tego wtryskiwacza zmniejsza się po uruchomieniu silnika do momentu jego zamknięcia na skutek sygnału z czujnika termiczno-czasowego *19* i odpowiedniego sygnału ze sterownika *5*. W czasie rozruchu i pracy zimnego silnika dodatkowe powietrze jest dostarczane kanałem obejściowym przepustnicy, dławionym zaworem powietrza dodatkowego, który jest sterowany z centrali w wyniku analizy sygnałów informujących o temperaturze cieczy chłodzącej. Robocze wtryskiwacze *9* gwarantują uzyskanie poprawnego precyzyjnego wydatku paliwa, co zapewnia zaprogramowany skład mieszanki w różnych stanach pracy silnika. Impulsy sterujące chwilę otwarcia wtryskiwacza oraz jego czas otwarcia pochodzą ze sterownika *5*. Parametry te są wyzwalane po przeanalizowaniu sygnałów wejściowych: z przepływomierza powietrza *16*, z czujnika temperatury powietrza zasysanego *17*, z czujnika położenia przepustnicy *15*,

z czujnika prędkości obrotowej silnika *24*, z czujnika położenia wału korbowego *23* oraz z sondy $\lambda$ *18*.

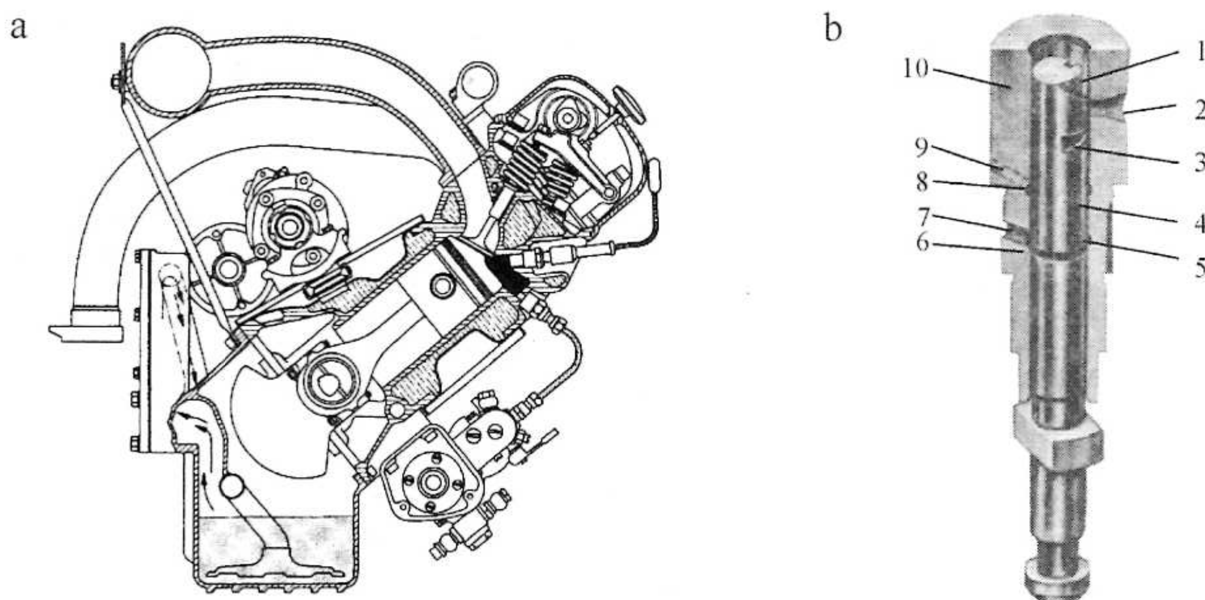
Dodatkowo w niektórych rozwiązaniach pojawia się kanał recyrkulacji spalin o wydatku regulowanym zaworem *29*, a sterowanym ze sterownika *5*. Recyrkulacja jest uruchamiana w czasie pracy zimnego silnika, dzięki czemu podwyższa się temperaturę ładunku zasysanego do cylindra. Spaliny są pierwszym czynnikiem, który tuż po rozruchu niesie ze sobą strumień ciepła. Podwyższenie temperatury sprzyja odparowaniu paliwa, umożliwia poprawne spalanie oraz szybkie wycofanie układu rozruchowego z pracy na bardzo wzbogaconej mieszance palnej. Drugim zakresem stosowania recyrkulacji spalin jest praca przy obciążeniach częściowych. Nie we wszystkich układach jest on wykorzystywany, a to z powodu trudności w ocenie napełnienia świeżym ładunkiem powietrza, zatem i trudności w doborze dawki paliwa. Stosowanie jednak recyrkulacji spalin w obszarze częściowych obciążeń silnika prowadzi również do poprawy dynamiki procesu spalania w wyniku termicznego uaktywnienia ładunku.

W układzie wtrysku wielopunktowego bardzo istotna jest właściwa synchronizacja chwili otwarcia wtryskiwacza z chwilą otwarcia zaworu dolotowego. Wymaga to przeprowadzenia szczegółowych badań hamownianych. Trzeba pamiętać, że istnieje silny związek między odpowiednim doborem chwili otwarcia wtryskiwacza w stosunku do fazy napełnienia cylindra a składem spalin i własnościami eksploatacyjnymi silnika.

Omawiany układ analizuje znaczną liczbę parametrów opisujących stan pracy silnika. W efekcie charakteryzuje się wieloma zaletami. Od pewnego czasu elektroniczne układy wtrysku wielopunktowego są zintegrowane z układami zapłonowymi, warto bowiem zauważyć, że sterowanie układu zapłonowego wymaga analizy wielu tych samych parametrów, które są wykorzystywane przez układ wtryskowy. Należą do nich: prędkość obrotowa silnika, obciążenie silnika (mierzone położeniem przepustnicy, prędkością obrotową silnika lub wydatkiem powietrza i temperaturą ładunku), położenie wału korbowego, stan cieplny silnika. Znajomość wartości tych parametrów jest również niezbędna do określania chwili wyzwolenia iskry zapłonowej oraz wyboru cylindra, do którego ta energia powinna być dostarczona. Zdecydowano się zatem na wykorzystanie tych samych czujników do obu układów: wtryskowego i zapłonowego.

### 14.3.4. Układy bezpośredniego wtrysku benzyny do cylindra

Układy mechaniczne bezpośredniego wtrysku benzyny do cylindra (rys. 14.12) były stosowane już w latach trzydziestych w tłokowych silnikach lotniczych, a także w samochodowych silnikach wyczynowych. W silnikach lotniczych były stosowane głównie z chęci wyeliminowania gaźnika, który był bardzo skomplikowanym urządzeniem w tych zastosowaniach, oraz ze względu na możliwość łatwego korygowania wydatku paliwa wraz ze znacznymi zmianami gęstości powietrza. Rozwiązanie to ułatwiało dostosowanie wydatku paliwa do ciśnienia powietrza zasilającego cylinder w powszechnie stosowanych układach doładowania lotniczych silników ZI.




**Rys. 14.12.** Mechaniczny układ bezpośredniego wtrysku benzyny do cylindra [20]
*a* — przekrój silnika o bezpośrednim wtrysku benzyny sterowanym rzędową pompą wtryskową (DAIMLER-BENZ 300SE — początek lat 50.), *b* — widok sekcji tłoczącej z barierą olejową
*1* — skośne krawędzie sterujące, *2* — kanalik zasilający, *3* — rowek poprzeczny, *4* — tłok elementu tłoczącego, *5* — dolny rowek bariery olejowej, *6* — rowek blokujący, *7* — kanalik doprowadzający olej smarny, *8* — górny rowek bariery olejowej, *9* kanalik odciążający, *10* — cylinder elementu tłoczącego

Wtrysk benzyny do cylindra ułatwiał także rozwiązania układu doładowania silnika, istotną cechą korzystną było bowiem doładowanie jedynie ładunkiem powietrza. Nie zachodziła obawa utraty ładunku paliwa w czasie przekrycia zaworów. Niebagatelne było także chłodzenie wewnętrzne cylindra w wyniku możliwego do zrealizowania przedłużenia cyklu współotwarcia zaworów (przez nieco późniejsze zamknięcie zaworu wylotowego). Działanie takiego układu sterowanego mechanicznie było oparte na adaptacji aparatury wtryskowej pochodzącej z silników o zapłonie samoczynnym.

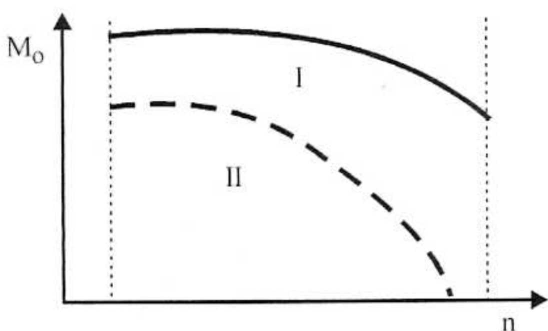
Przeważnie stosowano pompy rzędowe sterujące dawkę paliwa do każdego z cylindrów oraz chwilę początku wtrysku w stosunku do położenia wału korbowego silnika. Stosowano specjalne rozwiązanie smarowania sekcji tłoczących pomp wtryskowych z tzw. barierą olejową. Niestety, olej smarny częściowo przedostawał się do benzyny i ulegał spalaniu, co prowadziło do znacznego zwiększenia emisji węglowodorów.

Obserwowany obecnie powrót koncepcji wtrysku benzyny bezpośrednio do cylindra wynika z dążenia do

— uzyskania lepszego napełnienia cylindra ładunkiem powietrza (a zatem i tlenu), tym samym do zwiększenia mocy silnika;
— schłodzenia wewnętrznego cylindra wskutek odparowania benzyny;
— poprawy powtarzalności składu mieszanki w każdym cylindrze;
— uzyskania porównywalnego napełnienia każdego cylindra.

Ponadto zdecydowano się na zrealizowanie jeszcze jednej bardzo istotnej koncepcji: spalania bardzo ubogiej mieszanki w warunkach częściowych obciążeń silnika.

Jedną z pierwszych firm, która wprowadziła takie rozwiązanie, była japońska firma MITSUBISHI, z powodzeniem stosująca elektronicznie sterowany układ w sa-



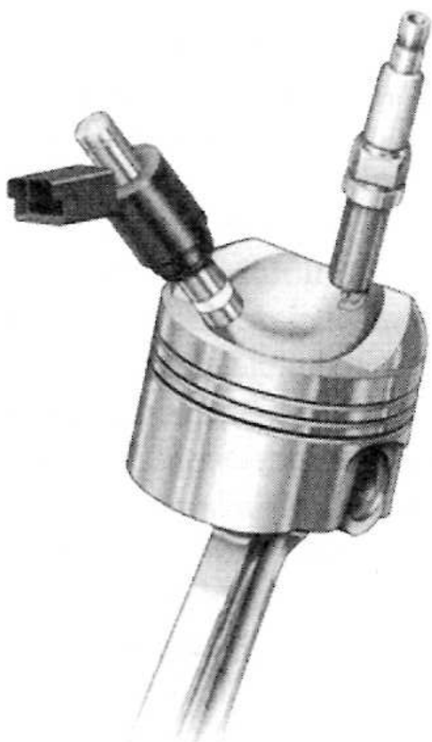

**Rys. 14.13.** Obszary pracy silnika ZI o wtrysku benzyny do komory spalania *I* — obszar obciążeń zbliżonych do maksymalnych, $\lambda = 1 \div 1{,}5$, *II* — obszar obciążeń częściowych, $\lambda = 1{,}5 \div 3$

mochodach Carisma, Galant, Pajero. Układ znany jest powszechnie pod oznaczeniem GDI (patrz tablica). Zasada działania takiego rozwiązania sprowadza się do wydzielenia różnych obszarów pracy silnika: obszaru obciążeń zbliżonych do maksymalnych i obszaru obciążeń częściowych (rys. 14.13).

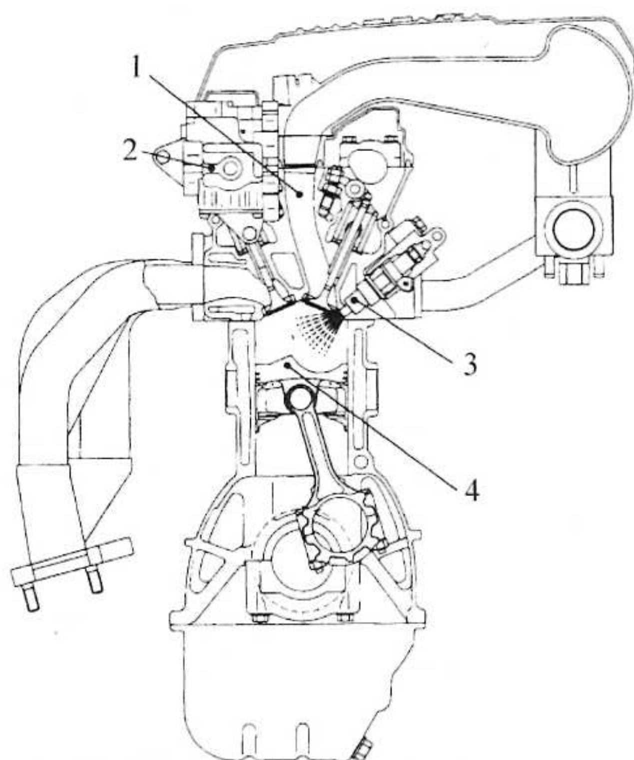
Uzyskanie obciążeń maksymalnych jest możliwe w wyniku zasilania mieszankami o składzie zbliżonym do stechiometrycznego, a nawet nieco bogatszym ($\lambda \approx 0{,}9$). Jest to zrozumiałe i znane w dotychczas stosowanych układach zarówno gaźnikowych, jak również wtrysku do kolektora dolotowego. W tym obszarze pracy mieszanka palna musi być jednorodna. Jej uwarstwienie doprowadziłoby do przekroczenia górnej granicy palności w okolicy świecy zapłonowej. W obszarze obciążeń częściowych, w którym mieszanka charakteryzuje się stosunkowo dużym średnim współczynnikiem nadmiaru powietrza ($\lambda = 1{,}5 \div 3$), należy ją tak uwarstwiać, by w okolicy świecy zapłonowej zgromadzić ładunek o składzie nieco bogatszym niż stechiometryczny ($\lambda = 0{,}8 \div 0{,}9$). Stwarza to bardzo dobre warunki do uzyskania pewnego i powtarzalnego zapłonu. Pozostała część komory spalania jest wypełniona wówczas mieszanką bardzo ubogą, o współczynniku $\lambda$ lokalnie osiągającym wartość większą niż 4. Realizacja tego systemu wymagała zastosowania wtryskiwacza benzyny odpornego na działanie podwyższonej temperatury oraz pracującego poprawnie mimo złych własności smarnych tego paliwa. Paliwo jest wtryskiwane pod ciśnieniem wynoszącym ok. 5 MPa. Ta dosyć znaczna wartość ciśnienia wynika z konieczności wtrysku do komory spalania, w której panuje ciśnienie sprężania przewyższające wartość 2 MPa, uzyskania dobrego rozpylenia strugi paliwa w celu szybkiego jego odparowania, zachowania odpowiedniego ukierunkowania paliwa, a także uniknięcia korków parowych przed wtryskiwaczem i w samym wtryskiwaczu.

Istotną rolę odgrywa w omawianym rozwiązaniu kształt komory spalania (szczególnie denko tłoka), kierunek napływu powietrza kanałem dolotowym, kierunek i miejsce wypływu strugi paliwa z wtryskiwacza (rys. 14.14).

Aby zrealizować omawiane dwa odmienne typy pracy silnika, konieczne było wprowadzenie wyraźnego zróżnicowania faz wtrysku paliwa. W czasie pracy z obciążeniem częściowym należy przesunąć chwilę wtrysku paliwa na suw sprężania i zakończyć ten proces, gdy wał korbowy jest w pozycji ok. 60÷50°OWK przed GMP (w zależności od prędkości obrotowej). Zapewnia to zachowanie uwarstwienia mieszanki palnej, wtryskiwane bowiem paliwo jest porywane wytworzonym wirem powietrza o osi poziomej, odchylonym kształtem denka tłoka. Cięższe od powietrza cząsteczki paliwa utrzymują się na zewnętrznych powierzchniach wiru, tworząc w czasie przeskoku iskry, w obszarze świecy zapłonowej, podatną na zapłon bogatszą warstwę mieszanki palnej. Zapłon następuje wkrótce po zakończeniu wtrysku w położeniu wału korbowego ok. 40÷20°OWK przed GMP (również w zależności od prędkości obrotowej silnika). Przedstawiony na rys. 14.15 kształt komory spalania



**Rys. 14.14.** Wzajemne rozmieszczenie wtryskiwacza i świecy w komorze spalania silnika o bezpośrednim wtrysku benzyny [60]




**Rys. 14.15.** Przekrój poprzeczny silnika o wtrysku benzyny do komory spalania z pionowym kanałem dolotowym [57]

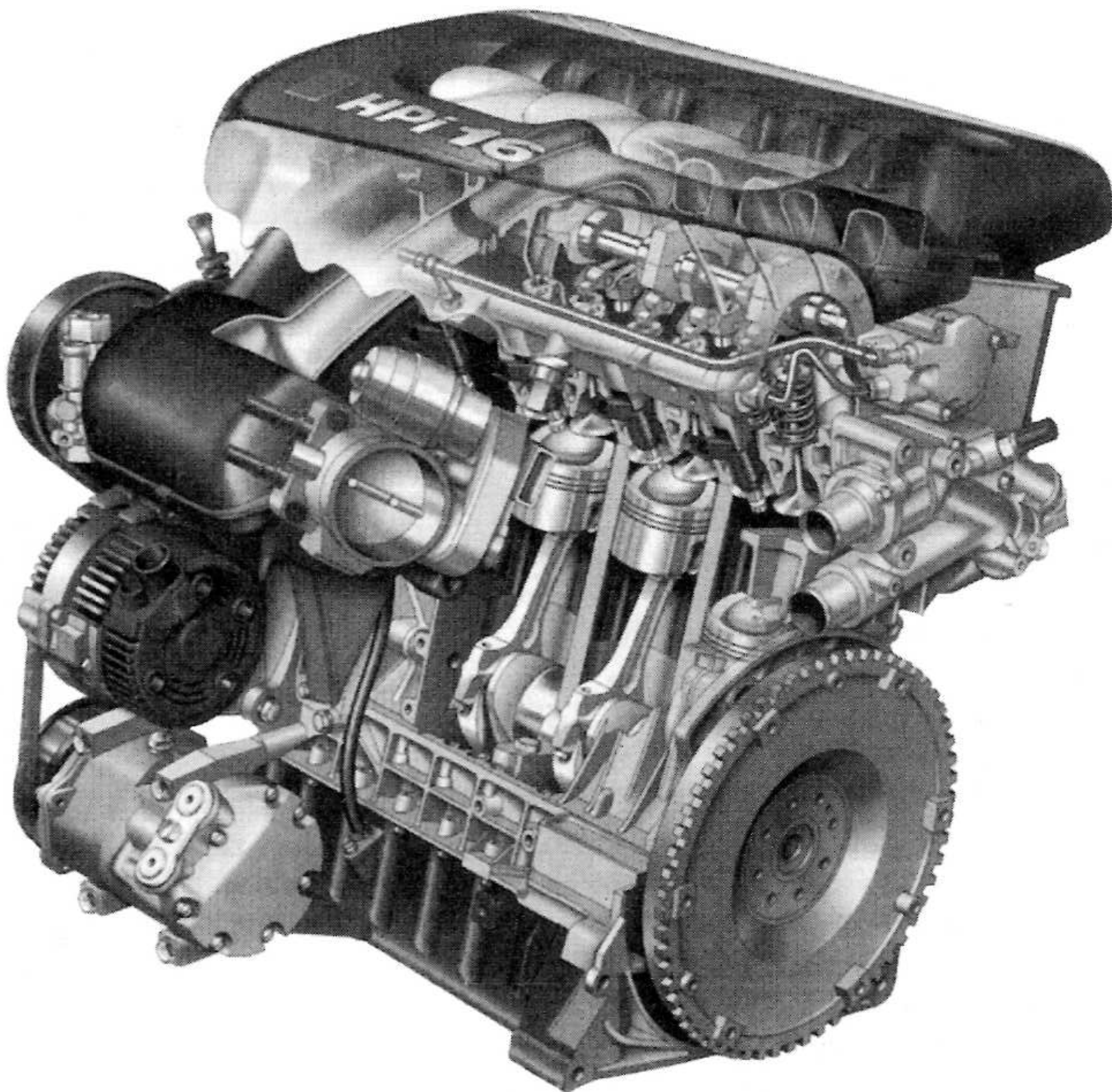
*1* — kanał dolotowy, *2* — wysokociśnieniowa pompa paliwa, *3* — wtryskiwacz benzyny, *4* — denko tłoka, o charakterystycznym kształcie

oraz kanału dolotowego wynika głównie z konieczności uwarstwienia mieszanki palnej. Przejście do obciążeń zbliżonych do maksymalnych wymaga zdecydowanie wcześniejszego wtrysku paliwa. Musi on nastąpić w fazie zasysania powietrza. Nie można w tym trybie pracy dopuścić do uwarstwienia mieszanki. Należy zatem umożliwić wymieszanie ładunku tak, by stał się jednorodny. Uzyskuje się to w wyniku zawirowania ładunku powietrza z paliwem w trakcie suwu napełniania, a także suwu sprężania. W tym czasie następuje również dobre odparowanie paliwa i jego wymieszanie z ładunkiem powietrza.

Omawiane rozwiązanie pozwoliło na zwiększenie mocy maksymalnej silnika o ok. 10% w stosunku do silnika o wtrysku do kanału dolotowego. Było ono możliwe dzięki poprawie napełnienia cylindra oraz możliwości zwiększenia stopnia sprężania do 12,5. Mimo znacznej wartości tego parametru nawet w obszarze obciążeń całkowitych nie pojawiają się przedwczesne samozapłony paliwa, ze względu na obniżenie temperatury w komorze spalania na skutek odparowania paliwa oraz skrócenie czasu zachodzenia reakcji przedpłomiennych. W wyniku tego zjawiska ciśnienia w czasie procesu spalania także są umiarkowane i nie sprzyjają spalaniu stukowemu. W warunkach obciążeń częściowych wystąpieniu przedwczesnego samozapłonu oraz spalania stukowego dodatkowo zapobiega stosowanie ubogiej mieszanki palnej.

Zwiększenie mocy i sprawności ogólnej silnika wynika także z częstych stanów pracy ze znacznie uchyloną przepustnicą, współpracującą ze sterownikiem w celu uzyskania ubogiej mieszanki przy obciążeniach częściowych. Prowadzi to w konsek-

wencji do zmniejszania oporów napełniania, a zatem do zmniejszania wartości pola ujemnej pętli wykresu indykatorowego. Pojawił się także negatywny skutek: zwiększenie emisji tlenków azotu. Jego przyczyną jest — jak się wydaje — występowanie w warunkach obciążeń częściowych strefy mieszanki palnej o składzie $\lambda \approx 1,05 \div 1,1$ na pograniczu obszaru o składzie bogatym i ubogim. Spalaniu mieszanki o takim właśnie składzie towarzyszy zwiększenie stężenia tlenków azotu w spalinach. Do ograniczenia tego efektu stosuje się recyrkulację spalin w ilości ok. 30% masy świeżego ładunku. Mimo to podczas pracy przy częściowych obciążeniach występuje nadwyżka tlenu w układzie wylotowym, umożliwiająca redukcję tlenków azotu w typowym utleniająco-redukującym reaktorze katalitycznym, pracującym dobrze przy składzie mieszanki palnej $\lambda \approx 1$. Stosuje się zatem sekwencyjne oczyszczanie spalin przez wiązanie i usuwanie tlenków azotu. Układ taki składa się z dwóch reaktorów katalitycznych: wstępnego, do zmniejszenia stężenia tlenków węgla i węglowodorów, i drugiego, do redukcji tlenków azotu, opartego na katalitycznym działaniu platyny, palladu i rodu oraz związków baru (tzw. reaktor katalityczny $DeNO_x$).



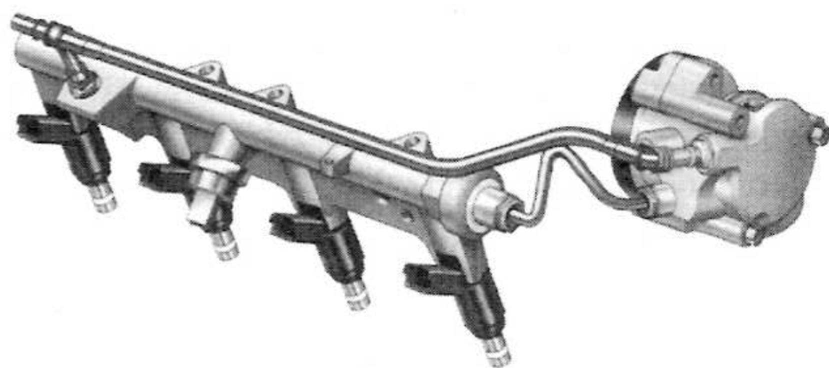

**Rys. 14.16.** Anatomiczny przekrój silnika koncernu PEUGEOT-CITROËN — o objętości skokowej 2 dm$^3$ i bezpośrednim wtrysku benzyny HPI [60]

W drugim reaktorze katalitycznym doprowadza się do reakcji tlenków azotu z węglowodorami w zakresie obciążeń częściowych i tlenkiem węgla — w zakresie obciążeń zbliżonych do maksymalnych. Do uruchomienia tego procesu chemicznego niezbędne jest okresowe wzbogacanie mieszanki i chwilowe zwiększanie zawartości niezbędnych do przeprowadzenia reakcji węglowodorów i tlenku węgla. O tym chwilowym wzbogaceniu decyduje sterownik silnika, współpracujący z drugą sondą $\lambda$ (tzw. szerokozakresową), umieszczoną za drugim reaktorem katalitycznym.

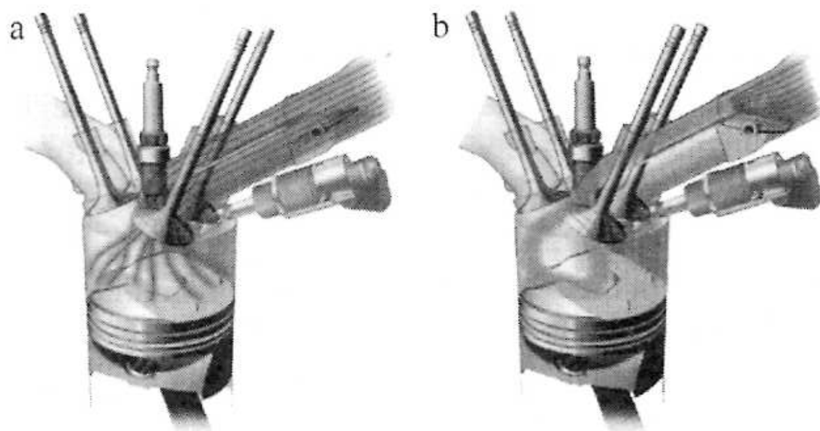
Wtryskiwacze (chwila i czas ich otwarcia), układ zapłonowy, układ recyrkulacji spalin współpracują ze sterownikiem, który analizuje sygnały charakteryzujące stan obciążenia, prędkości obrotowej i temperatury silnika. W zasadzie są rejestrowane wszystkie te parametry, które wcześniej omówiono przy okazji opisu zasady działania elektronicznego układu wtrysku wielopunktowego. Bardzo podobny układ wtrysku benzyny do komory spalania został zastosowany przez firmy PEUGEOT i CITROËN pod nazwą HPI (patrz tablica). Rozmieszczenie jego poszczególnych zespołów oraz charakterystyczne kształty denka tłoka są przedstawione na rys. 14.16.

Na przekroju widoczny jest także zespół przepustnicy powietrza, uruchamiany elektrycznym silnikiem krokowym współpracującym ze sterownikiem. Na uwagę zasługuje także obwód dostarczania paliwa do wtryskiwaczy roboczych. Składa się on z wyporowej pompy paliwa, napędzanej mechanicznie od wału rozrządu. Umożliwia ona uzyskiwanie ciśnień powyżej 10 MPa. Tłoczy krótkim przewodem paliwo do zbiorczego kolektora o odpowiednio dobranej objętości. Stąd paliwo przepływa do wtryskiwaczy. Ciśnienie paliwa jest różnicowane i waha się w granicach od 3÷10 MPa w zależności od trybu pracy silnika. Niższe ciśnienie występuje w czasie wtrysku realizowanego w suwie napełniania (praca silnika przy maksymalnych obciążeniach), wyższe — w suwie sprężania (praca silnika przy obciążeniach częściowych). Stosowanie wyższych ciśnień wynika z konieczności pokonania przeciwciśnienia sprężania, a także dobrego ukierunkowania i rozdrobnienia strugi paliwa w celu wzbogacenia mieszanki w okolicach świecy zapłonowej. Zewnętrznie układ dostarczania paliwa jest bardzo podobny do znanych układów zasobnikowych stosowanych w silnikach ZS (Common Rail). Widok pompy paliwa oraz zbiorczego kolektora paliwa z wtryskiwaczami stosowanymi przez firmę PEUGEOT-CITROËN przedstawiono na rys. 14.17.

Nieco odmienny sposób uwarstwienia mieszanki palnej w silniku o wtrysku benzyny do cylindra zrealizowała firma AUDI (rys. 14.18). Strumień świeżego ładunku powietrza jest dostarczany kanałami dolotowymi znacznie odchylonymi od osi cylindra. W kanałach tych znajduje się obrotowa przepustnica, której zadaniem



**Rys. 14.17.** Pompa paliwa oraz kolektor zbiorczy z wtryskiwaczami paliwa stosowanego do silników HPI 2,0 $dm^3$ koncernu PEUGEOT-CITROËN [60]




**Rys. 14.18.** Sposób uwarstwienia ładunku w trybie pracy przy obciążeniach częściowych w silniku AUDI V8 [43]
*a* — napełnianie cylindra ładunkiem jednorodnym, *b* — napełnianie cylindra ładunkiem uwarstwionym

jest zmiana ukształtowania rozkładu strug ładunku powietrza napływającego do cylindra. W czasie pracy silnika z obciążeniem częściowym przepustnica zmniejsza pole swobodnego przepływu (jest przymykana). Główny strumień powietrza płynie górną częścią kanału dolotowego, jest odchylany przez ściankę cylindra i charakterystycznie ukształtowane denko tłoka. Dopiero w tej chwili strumień powietrza porywa strugę wtryskiwanego paliwa i kieruje na świecę. Należy zwrócić uwagę, iż występuje tu istotna różnica w porównaniu z wersją MITSUBISHI czy też PEUGEOT-CITROËN. W tamtych rozwiązaniach pionowo schodzący kanał dolotowy wprowadzał ładunek powietrza, porywał cząstki wtryskiwanego paliwa i utworzona już w tym miejscu warstwa bogatej mieszanki paliwa i powietrza była odchylana przez denko tłoka, omywała ściankę cylindra i dalej trafiała dopiero w okolice świecy zapłonowej (patrz rys. 14.14 i 14.15). Wydaje się, że sposób kierowania warstwy bogatej mieszanki w silniku AUDI (paliwo bezpośrednio, bez kontaktu z denkiem tłoka oraz ścianką cylindra jest kierowane w okolice świecy) wynika z dążenia do uniknięcia osiadania cząstek paliwa na ściankach cylindra (jak to może mieć miejsce w układach MITSUBISHI i PEUGEOT-CITROËN). Taki stan prowadzi do zwiększenia emisji węglowodorów, o czym świadczą niektóre publikacje dotyczące wtrysku bezpośredniego benzyny do cylindrów silnika. W obszarze pracy z obciążeniami zbliżonymi do maksymalnych przepustnica (rys. 14.18) jest całkowicie uchylona. Zmienia to charakter strugi wprowadzanego świeżego ładunku. Nie występują wówczas zawirowania wokół osi poziomej. Strugi powietrza wpływają w sposób turbulentny do cylindra, wytwarzają z paliwem mieszankę jednorodną. Całkowicie uchylona przepustnica nie zmniejsza napełnienia cylindra w tym obszarze pracy silnika.

Bezpośredni wtrysk benzyny do cylindra silnika ZI jest ciągle doskonalony. Publikowane doniesienia na ten temat dostarczają coraz to nowych informacji o udoskonaleniach mających na celu głównie zmniejszenie emisji limitowanych związków toksycznych w spalinach. Prace te dotyczą coraz częściej analizy dynamicznych stanów pracy silnika. W tym przypadku jest to bardzo istotne, wobec częstego przechodzenia układu z pracy w trybie obciążeń częściowych na pracę w trybie obciążeń maksymalnych. Przykładowe wyniki badań w tym zakresie można znaleźć w publikacji [74].

Obecnie wszystkie znaczące firmy produkujące silniki spalinowe do samochodów osobowych pracują nad doskonaleniem bezpośredniego wtrysku paliwa i wprowadzają do eksploatacji modele wyposażone w taki układ (tablica). Konstruktorzy

Oznaczenia i przykłady zastosowania układów o bezpośrednim wtrysku benzyny

| Oznaczenie | Nazwa układu | Ciśnienie paliwa, MPa | Producent układu | Producent pojazdu | Model pojazdu |
|---|---|---|---|---|---|
| GDI | Gasoline Direct Injection | 5 | Mitsubishi | Mitsubishi | Galant, Carisma, Space Star Pajero |
| D 4 | — | $8 \div 12$ | Toyota | Toyota | Corolla |
| FSI | Fuel Stratified Injection | $3 \div 10$ | Bosch | Volkswagen | Lupo |
| IDE | Injection Directe Essence | $5 \div 12$ | Siemens | Renault | Megane Coupe Cabriolet |
| HPI | Haute Pression Injection | $3 \div 10$ | Siemens | Peugeot Citroën | Xantia |

dostrzegają korzyści płynące z jego zastosowania, eliminując pojawiające się przy okazji problemy (jak opisany dla przykładu problem konieczności zmiany układów katalitycznych).

Dotychczas regulację mocy silników określano jako
— ilościową, związaną jednoznacznie z silnikami o zapłonie iskrowym;
— jakościową, związaną jednoznacznie z silnikami o zapłonie samoczynnym.

Układ wtrysku benzyny do cylindra silnika ZI podważa ten podział i wprowadza pośrednie rozwiązanie. Moc silnika jest w tym przypadku regulowana zarówno jakością mieszanki palnej (przez zmianę jej składu), jak również ilością doprowadzonego ładunku powietrza i paliwa. Wykorzystano tu dobre doświadczenia zebrane w czasie rozwoju zarówno silników ZI, jak i silników ZS. Podział na te dwie kategorie, nadal aktualny, wynika już jedynie ze sposobu realizacji zapłonu.

Podkreślić należy dominującą rolę elektronicznych układów rejestrujących i wykonawczych. Śledzą one na bieżąco parametry pracy silnika, reagują szybko na decyzję kierowcy i dobierają najkorzystniejsze parametry regulacyjne. Wszystko w celu spełnienia coraz ostrzejszych norm dotyczących ochrony środowiska, z jednoczesnym zachowaniem dobrych własności dynamicznych oraz dużej sprawności ogólnej silnika, przekładającej się wprost na zużycie paliwa.

## 14.4. Zasilanie gazowe silników ZI

Pierwsze konstrukcje silników o zapłonie iskrowym były zasilane gazem ziemnym. Ma on wiele zalet (patrz podrozdz. 2.4 oraz tabl. 2.2), co uzasadnia również obecne prace nad doskonaleniem układów zasilania oraz sposobów dystrybucji i przewożenia tego paliwa.

Silniki zasilane gazem ziemnym charakteryzowały się z założenia mniejszą mocą, nawet jeśli była zachowana poprawna wartość współczynnika nadmiaru powietrza na poziomie $\lambda_d = 1,1 \div 1,15$ (jak w ówczesnych silnikach gaźnikowych). Wynikało to po pierwsze z mniejszej o ok. 10% wartości opałowej mieszanki stechiometrycznej gazu

ziemnego z powietrzem w porównaniu z benzyną. Po drugie gaz wypierał część powietrza z układu dolotowego, zmniejszając napełnienie cylindra i uszczuplając w ten sposób ładunek tlenu. W efekcie zmniejszenie mocy w stosunku do zasilania benzynowego sięgało zazwyczaj 20÷25%. W rzeczywistości było jeszcze większe, ze względu na chęć oszczędnej regulacji układu, prowadzącej do zubożenia mieszanki palnej.

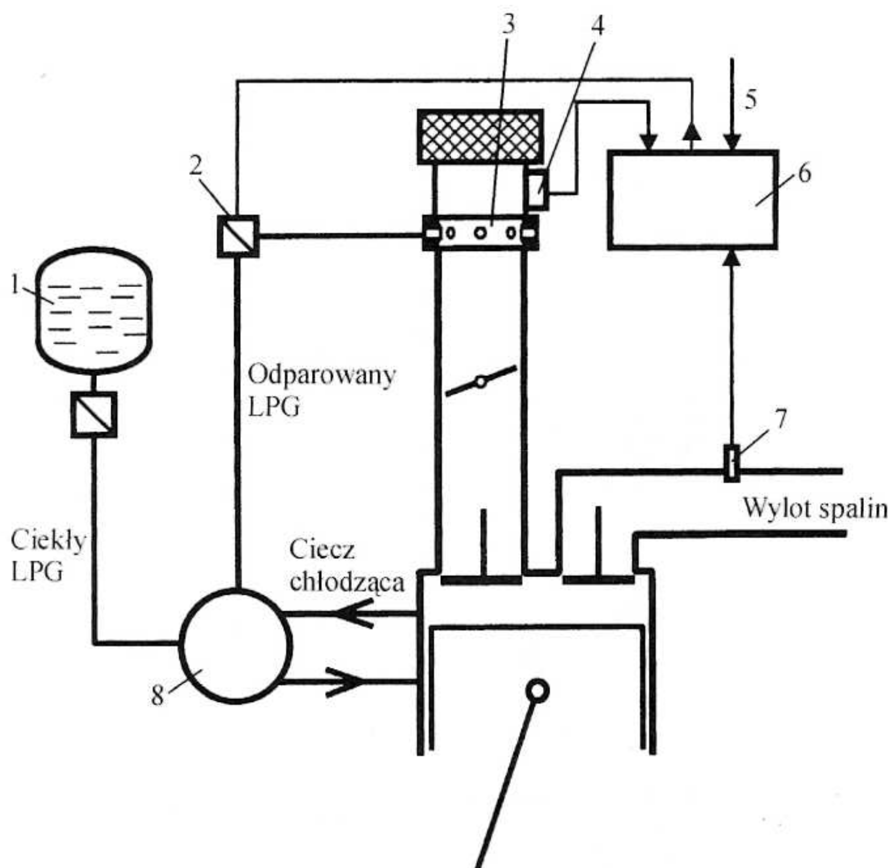
Współczesne układy zasilania sprężonym gazem ziemnym wykorzystują raczej układy wdmuchiwania tego paliwa do kolektora dolotowego zaworami sterowanymi za pośrednictwem odrębnego sterownika. Zapewniają utrzymanie właściwego składu mieszanki palnej, dostosowanego do aktualnych warunków pracy silnika dzięki sygnałom z sondy $\lambda$. Układy te poprawnie współpracują z utleniająco-redukującymi układami katalitycznymi.

Drugim bardzo popularnym paliwem gazowym jest mieszanina propanu i butanu. Stan ciekły sprężonej mieszaniny, będący wadą z punktu widzenia bezpieczeństwa podczas transportu, jest zaletą z punktu widzenia gęstości energetycznej tak przechowywanego i przewożonego paliwa. Wartość opałowa mieszaniny propanu i butanu waha się w granicach $W_{op} = 44 \div 45$ MJ/kg [38] i jest wyższa niż dla benzyn $W_{op} = 42 \div 44$ MJ/kg [28]. Ta cecha jest bardzo dogodna z punktu widzenia uzyskania porównywalnego zasięgu pojazdu przy zapasie ciekłego propanu-butanu o masie porównywalnej z masą benzyny.

Popularność tej mieszaniny, znanej powszechnie pod nazwą LPG (liquefied petroleum gas), wynika także z niższej ceny w porównaniu z ceną benzyn. Opanowany powszechnie sposób dystrybucji, przewożenia i magazynowania stał się dodatkowym czynnikiem decydującym o powszechnym stosowaniu tego paliwa w Polsce, ale także w wielu innych krajach.

Układy zasilania paliwem LPG najpierw były stosowane w silnikach gaźnikowych, jeszcze bardzo popularnych na przełomie lat 80. i 90. XX w. (układy mieszalnikowe). Podstawowym zespołem był odparowywacz reduktor. Jego zadaniem było przeprowadzenie ciekłego paliwa w stan gazowy. Było to łatwe do zrealizowania w wyniku doprowadzenia do ciśnienia otoczenia. Ponieważ towarzyszy tej zmianie fazowej znaczny pobór ciepła z otoczenia, odparowywacz był ogrzewany cieczą z układu chłodzenia. Dobór składu mieszanki palnej był realizowany na zasadzie opisanej przy omawianiu układu zasilania gazem ziemnym. Tu również pomocny był znacznie szerszy zakres granic palności paliwa gazowego niż benzyny. Charakterystyczny był spadek mocy maksymalnej silnika wynikający z mniejszej wartości opałowej mieszanki stechiometrycznej paliwa gazowego. Spadek ten wynikał także z omówionego wcześniej wypierania powietrza przez paliwo gazowe i zmniejszania w ten sposób ładunku powietrza zasysanego do cylindra. To niekorzystne zjawisko mogło być po części wyeliminowane przez wyłączenie grzania kolektora dolotowego i obniżenie w ten sposób temperatury zasysanego ładunku. Ze względów praktycznych takie rozwiązanie w zasadzie nie było stosowane. W latach późniejszych pojawiły się kolejne generacje układów zasilania mieszaniną gazów propan-butan.

Zmiany wynikały z rozwoju układów zasilania benzynowego oraz współpracujących z nimi układów katalitycznych, które wymagały ścisłej regulacji składu mieszanki paliwowo-powietrznej. Większość współczesnych układów zasilania pracuje



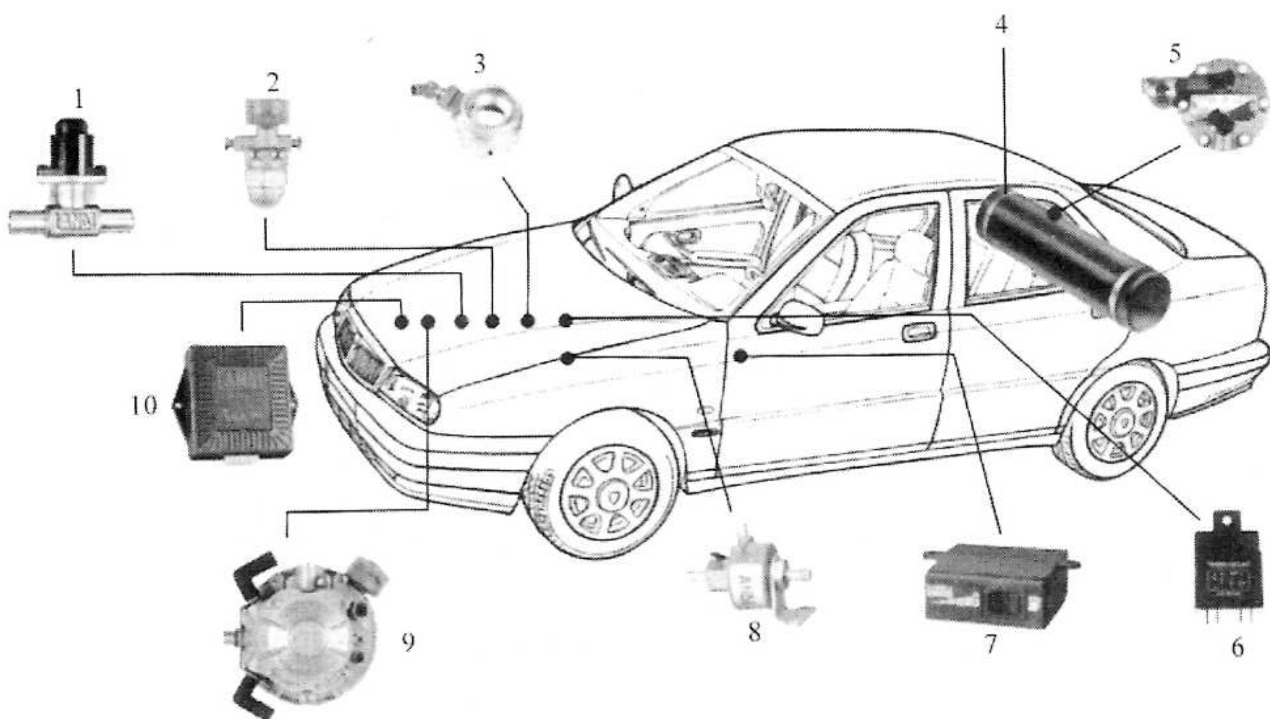

**Rys. 14.19.** Współpracujący z sondą $\lambda$ układ zasilania silnika ZI paliwem LPG

*1* — zbiornik LPG, *2* — zawór wydatku gazu, *3* — mieszalnik, *4* — czujnik ciśnienia w kolektorze dolotowym, *5* — sygnał pomiaru prędkości obrotowej silnika, *6* — sterownik wydatku gazu, *7* — sonda $\lambda$, *8* — odparowywacz reduktor

w szerokim zakresie obciążeń i prędkości obrotowych silnika przy składzie stechiometrycznym, regulowanym przez sprzężenie zwrotne układu sterowania dawką paliwa z sondą $\lambda$ umieszczoną przed reaktorem katalitycznym. Takie samo wymaganie jest stawiane w przypadku zasilania mieszanką LPG i powietrza. Układ zasilania staje się bardziej rozbudowany (rys. 14.19).

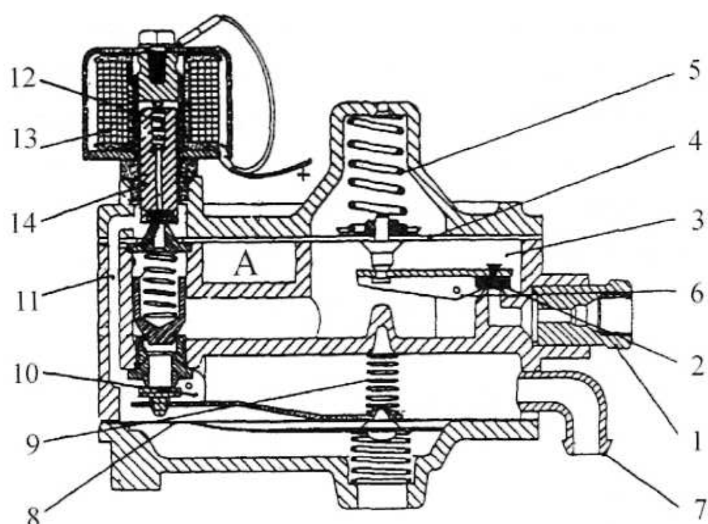
Istotnym elementem jest zawór wydatku gazu sterowany układem elektronicznym. Układ ten analizuje prędkość obrotową silnika, jego obciążenie (będące funkcją podciśnienia w kolektorze dolotowym) oraz sygnały z sondy $\lambda$ i wysterowuje otwarcie zaworu. Takie rozwiązanie zapewnia utrzymanie składu stechiometrycznego mieszanki palnej w szerokim zakresie obciążeń silnika. Stwarza to dobre warunki pracy reaktora katalitycznego. Wpływa także na możliwość uzyskania stosunkowo dużej mocy silnika, gdyż nie dopuszcza do nadmiernego zubożenia mieszanki palnej. Jednocześnie zabezpiecza przed spalaniem mieszanki bogatej i w ten sposób ogranicza zbędne zużycie gazu oraz emisję nie spalonych węglowodorów i tlenku węgla. Kompletny układ zasilania oraz przykładowe rozwiązanie jego elementów przedstawiono na rys. 14.20.

Odparowywacz reduktor jest, jak powiedziano, podstawowym zespołem układu (rys. 14.21). W komorze I stopnia następuje przejście paliwa z fazy ciekłej w gazową. Towarzyszy temu znaczny pobór ciepła, dlatego też komora ta graniczy z przestrzenią *A*, przez którą przepływa gorąca ciecz z układu chłodzenia silnika. Przepływ gazu do komory II stopnia jest uruchamiany podciśnieniem w niej panującym, a doprowadzonym z przewężenia mieszalnika króćcem wylotowym gazu. O wydatku gazu decyduje w tym miejscu wartość podciśnienia. Krótkotrwały przepływ gazu do komory II i w efekcie do mieszalnika możliwy jest także w celu wzbogacenia mieszanki palnej na czas rozruchu. Następuje to w wyniku załączenia zaworu elektromagnetycznego i otwarcia kanału *11*.

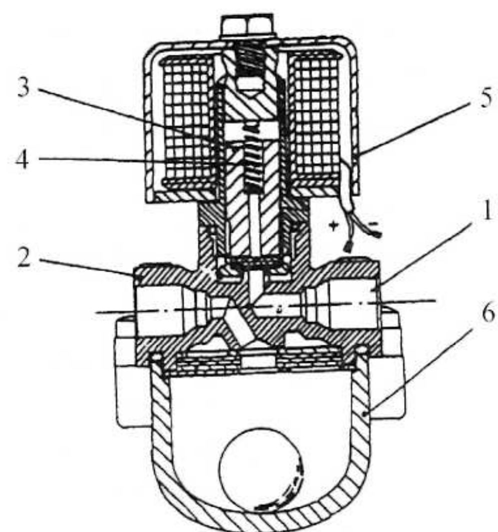



**Rys. 14.20.** Typowe rozmieszczenie zespołów układu zasilania LPG [15]
*1* — zawór wydatku gazu, *2* — elektrozawór ciekłego LPG, *3* — mieszalnik, *4* — zbiornik, *5* — wielozawór zbiornika, *6* — emulator, *7* — centralka, *8* — elektrozawór benzyny, *9* — odparowywacz, *10* — sterownik wydatku gazu

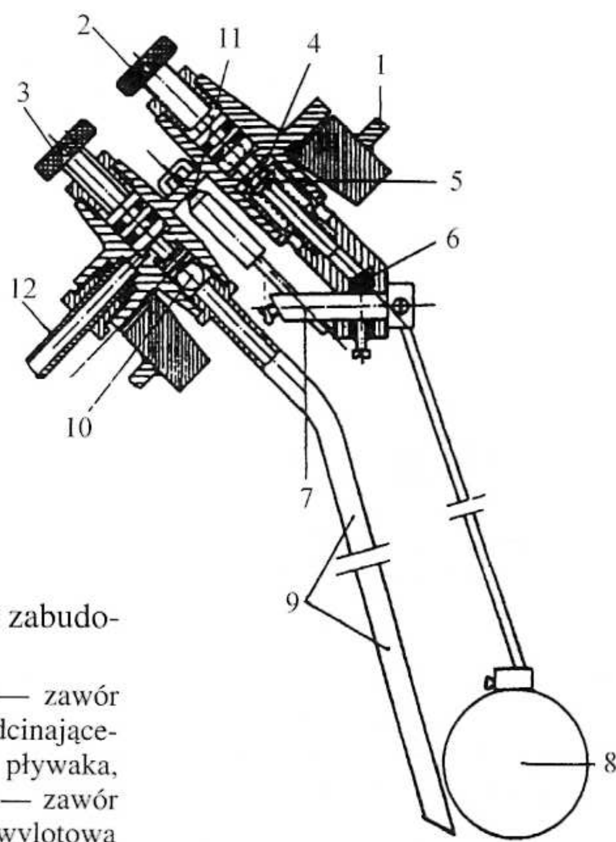
W układzie są również zabudowane zawory elektromagnetyczne (rys. 14.22), służące do przechodzenia z układu zasilania benzynowego na gazowy. Zawór jest otwierany przy przechodzeniu z zasilania benzynowego na zasilanie gazowe z jednoczesnym wyłączeniem działania wtryskiwaczy benzyny. Spełnia również rolę odstojnika oraz bardzo ważną funkcję zaworu bezpieczeństwa. W przypadku awaryjnego rozszczelnienia drogi ciekłego gazu między zaworem a odparowywaczem, nagły




**Rys. 14.21.** Odparowywacz reduktor LPG [15]
*A* — przestrzeń przepływu cieczy z układu chłodzenia silnika, *1* — króciec wlotowy, *2* — zawór I stopnia, *3* — komora I stopnia, *4* — membrana I stopnia, *6* — dźwignia I stopnia, *7* — króciec wylotowy, *8* — membrana II stopnia, *9* — sprężyna II stopnia, *10* — dźwignia II stopnia, *11* — kanał międzykomorowy, *12* — sprężyna, *13* — cewka elektryczna, *14* — trzpień




**Rys. 14.22.** Zawór elektromagnetyczny ciekłego LPG [15]
*1* — króciec dolotowy, *2* — króciec wylotowy, *3* — suwak, *4* — sprężyna, *5* — cewka elektryczna, *6* — odstojnik

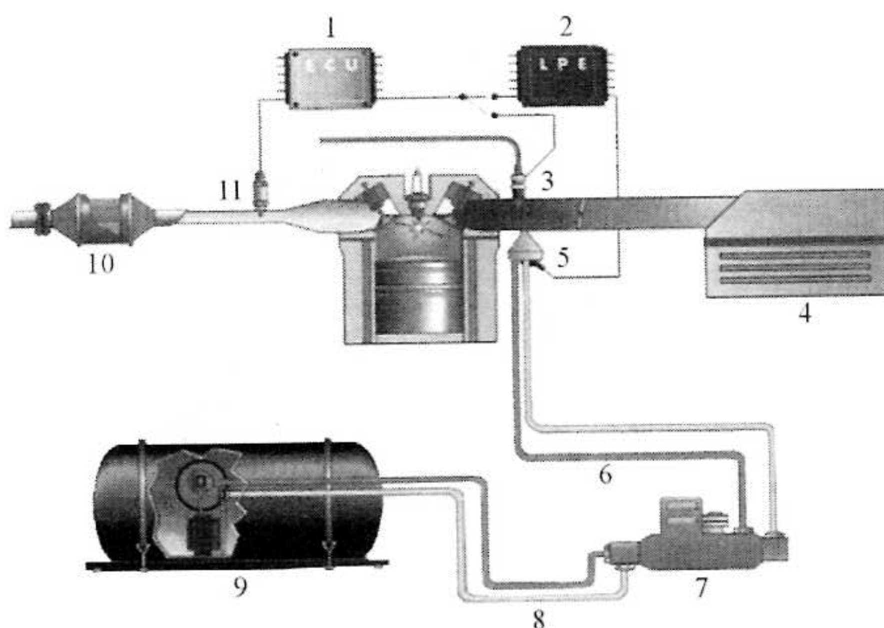



**Rys. 14.23.** Przekrój zespołu wielozaworowego zabudowanego w zbiorniku paliwa LPG [15]
*1* — kołnierz zbiornika, *2* — zawór dolotowy, *3* — zawór wylotowy, *4* — zawór zwrotny, *5* — trzpień zaworu odcinającego, *6* — pierścień zaworu odcinającego, *7* — oś pływaka, *8* — pływak, *9* — rurka z filtrem poboru gazu, *10* — zawór natężeniowy, *11* — wskaźnik ilości gazu, *12* — rurka wylotowa

wzrost wydatku gazu porywa znajdującą się w komorze odstojnika kulkę i dociska do gniazda, zamykając w ten sposób niekontrolowany wypływ. Istotnym zespołem jest zespół wielozaworowy zabudowany w zbiorniku (rys. 14.23).

Omawiany układ zasilania mieszaniną gazów propanu i butanu (LPG) jest obecnie najbardziej rozpowszechnionym rozwiązaniem stosowanym w silnikach ZI o jedno- i wielopunktowym wtrysku benzyny do kolektora dolotowego. Jego praca jest kontrolowana sterownikiem elektronicznym współpracującym z sondą $\lambda$ w celu zapewnienia poprawnego działania reaktora katalitycznego. System elektroniczny tego układu jest wzbogacony o emulator (patrz *6*, rys. 14.20). Jest to mikroprocesor symulujący pracę wtryskiwaczy benzyny w czasie zasilania paliwem LPG. Wprowadza się go w celu wyeliminowania przejścia w tryb pracy awaryjnej układu sterującego zasilanie benzyną, po wyłączeniu wtryskiwaczy w czasie pracy na paliwie LPG.

Silniki zasilane w taki sposób charakteryzują się mniejszym stężeniem składników szkodliwych w spalinach niż w przypadku zasilania benzynowego. Należy tu powiedzieć, że stosowanie paliwa LPG nie wpływa szkodliwie na trwałość jakiegokolwiek układu współczesnego silnika ZI. Paliwa gazowe tworząc mieszankę jednorodną z powietrzem stwarzają warunki do poprawnego przeprowadzenia procesu spalania. Duża wartość liczby oktanowej zmniejsza niebezpieczeństwo występowania spalania stukowego. Fakt, że paliwo jest dostarczane do cylindra w postaci gazowej eliminuje niekorzystne zjawisko zmywania filmu olejowego z gładzi cylindra w czasie rozruchu zimnego silnika z włączonym układem tzw. ssania i później w czasie pracy zimnego silnika na wzbogaconej mieszance benzynowo-powietrznej. Można stwierdzić, że jedyną negatywną cechą jest opisane wcześniej ograniczenie mocy maksymalnej silnika. W ostatnim czasie pojawiają się coraz częściej rozwiązania eliminujące i tę wadę. Podstawową różnicą w koncepcji zasilania jest wprowadzenie

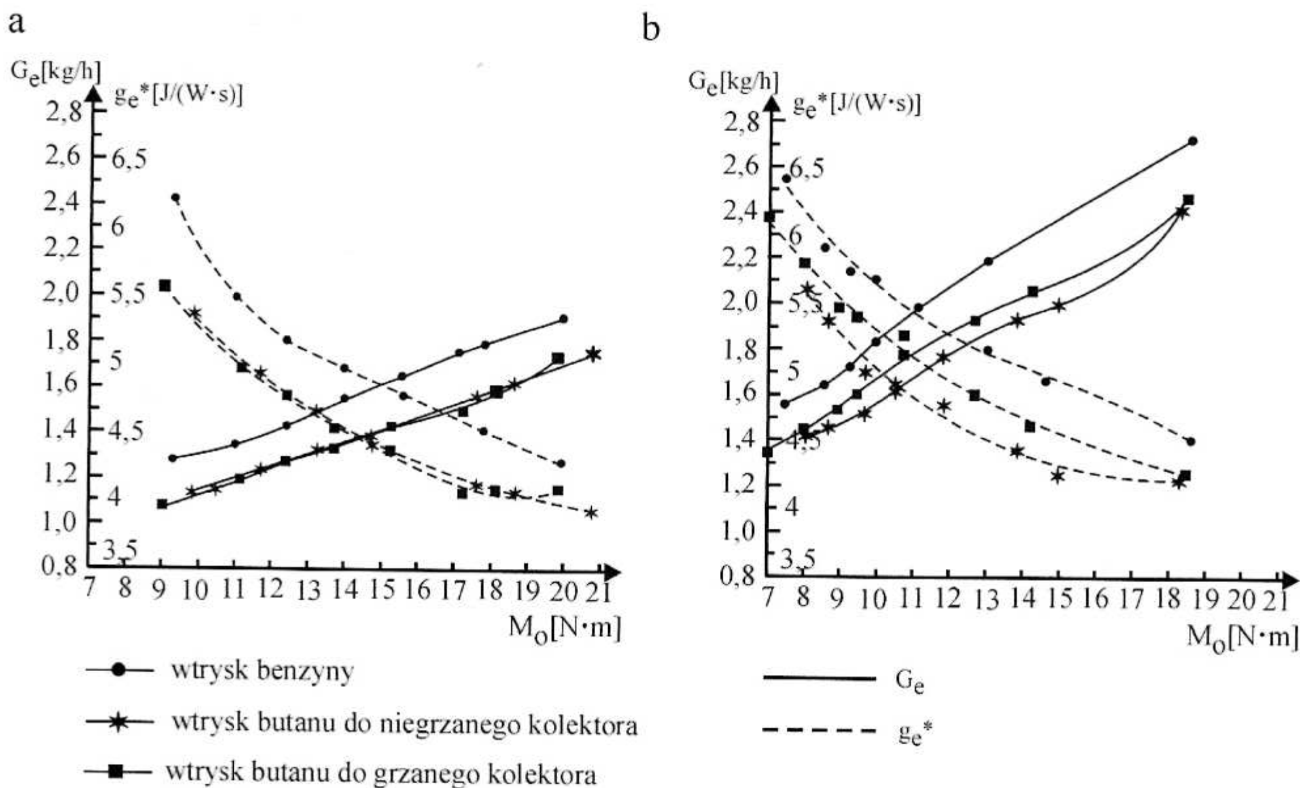



**Rys. 14.24.** Układ zasilania wtryskowego mieszaniną propanu-butanu w fazie ciekłej [64]
*1* — elektroniczny sterownik układu zasilania benzyną, *2* — elektroniczny sterownik układu zasilania LPG, *3* — wtryskiwacz benzyny, *4* — filtr powietrza, *5* — wtryskiwacz LPG, *6* — przewód zasilający, *7* — regulator ciśnienia, *8* — przewód powrotny, *9* — zbiornik z pompą gazu, *10* — katalizator, *11* — sonda $\lambda$

wielopunktowego wtrysku ciekłej mieszaniny propanu i butanu do kolektora dolotowego, możliwie blisko zaworu dolotowego, praktycznie w obszarze wtrysku benzyny. Schemat układu firmy VIALE przedstawiono na rys. 14.24.

Wtrysk mieszanki w fazie ciekłej możliwie blisko zaworu dolotowego obniża temperaturę ładunku w tym obszarze w wyniku gwałtownie zachodzącej przemiany fazowej z ciekłej w gazową. Towarzyszy temu procesowi znaczny pobór ciepła z otoczenia, w efekcie silny spadek temperatury ładunku. Prowadzi to w konsekwencji do poprawy napełnienia cylindra świeżym ładunkiem. Wobec faktu, że wartość opałowa mieszanki stechiometrycznej LPG z powietrzem jest porównywalna z odpowiadającym parametrem dla benzyny pojawia się szansa (potwierdzona praktycznymi badaniami) na uzyskanie również porównywalnej, a w niektórych przypadkach i nieco większej mocy silnika z omawianą wersją układu wtrysku LPG. Towarzyszą temu dodatkowe zalety. Niższa temperatura ładunku obniża także poziom temperatur w cyklu roboczym silnika. Prowadzi to do zmniejszenia emisji tlenków azotu. Obniżenie temperatury daje szanse na uzyskanie większej sprawności cieplnej, a zatem i ogólnej, dzięki mniejszej pracy sprężania oraz mniejszej wartości strumienia ciepła oddawanego do układu chłodzenia. Ten ostatni składnik wynika z mniejszej różnicy temperatur między czynnikiem roboczym a ściankami cylindra (mniejsze wartości temperatur czynnika roboczego).

Elektroniczny sterownik układu zasilania gazem współpracuje ze sterownikiem zasilania benzyną. Z niego czerpie informacje o parametrach termicznych i obciążeniowych silnika. Dalej wysterowuje wartość dawki paliwa gazowego, korygowanej na bieżąco sygnałem z sondy $\lambda$. Zapewniona jest zatem ciągła regulacja składu mieszanki palnej, w celu zachowania wymaganych proporcji (wartości $\lambda$) w całym obszarze obciążeń i stanów temperaturowych silnika. Układ staje się bardziej skomplikowany w porównaniu z dotychczas stosowanymi. Wtryskiwacz ciekłej mieszanki propanu i butanu umieszczony blisko zaworu dolotowego jest narażony na ogrzewa-




**Rys. 14.25.** Charakterystyki obciążeniowe silnika zasilanego benzyną, ciekłym butanem wtryskiwanym do kolektora grzanego oraz ciekłym butanem wtryskiwanym do kolektora niegrzanego [12]
*a*–*n*=2600 obr/min, *b*–*n*=3800 obr/min

nie od gorącej głowicy i kolektora. Jeśli temperatura ciekłej mieszaniny we wtryskiwaczu czy też w przewodach przed wtryskiwaczem przekroczy temperaturę ciekłej mieszanki w zbiorniku, nastąpi przejście ze stanu ciekłego w stan gazowy. Pojawią się korki parowe zakłócające pracę wtryskiwacza (gwałtowny spadek wydatku liczony w jednostkach masy). Zbiorniki ciekłego propanu-butanu są umieszczone w tylnej części pojazdu, wtryskiwacz — w okolicy głowicy silnika, gdzie panuje podwyższona temperatura. Jedynym sposobem jest podwyższenie ciśnienia w instalacji prowadzącej ciekłe paliwo LPG powyżej ciśnienia równowagi fazy gazowej i ciekłej w zbiorniku. Z tego powodu w zbiorniku jest instalowana elektryczna pompa paliwa LPG, podwyższająca ciśnienie w przewodzie dolotowym do wtryskiwaczy do takiego poziomu, który gwarantuje zachowanie fazy ciekłej w podwyższonej temperaturze w pobliżu głowicy silnika. Z kolei do sterowania wydatku paliwa niezbędna jest również stabilizacja ciśnienia przed wtryskiwaczem. Tylko wówczas wartość wydatku będzie funkcją jedynie czasu otwarcia wtryskiwacza. Dlatego zastosowano regulator ciśnienia między pompą a wtryskiwaczem LPG. Omówione wyżej zalety zastosowania wtrysku w fazie ciekłej zostały potwierdzone w badaniach prowadzonych w Zakładzie Silników Spalinowych i Pojazdów Politechniki Radomskiej. W porównaniu z zasilaniem benzynowym uzyskano poprawę sprawności silnika (widoczne na charakterystyce obciążeniowej — rys. 14.25 — zmniejszenie jednostkowego zużycia energii), w przypadku zaś rezygnacji z grzania kolektora dolotowego uzyskano także zauważalne zwiększenie mocy silnika.

Podsumowując zasilanie paliwami gazowymi należy stwierdzić, że układy zasilania mieszanką gazów propan-butan krok po kroku nadążają w swoim rozwoju za układami zasilania benzynowego. Spełniają wymagania zarówno od strony ochrony środowiska, jak również trwałości zespołów silnika. Czy przyjdzie czas na zastosowanie wtrysku ciekłej mieszaniny propanu-butanu do cylindra? Trudno powiedzieć, gdyż pojawia się bariera korków parowych w silnie wówczas grzanym wtryskiwaczu. Wydaje się, iż najbliższą możliwą do zrealizowania zmianą będzie wykorzystanie tego samego wtryskiwacza do dostarczania benzyny i ciekłej fazy propanu-butanu, ale do kolektora dolotowego. Zmniejszy to komplikacje i koszt instalowania aparatury LPG. Drugim nurtem jest wprowadzenie wysokosprężonego gazu ziemnego do zasilania silników ZI. Jest to jednak jeszcze mało rozpowszechnione rozwiązanie.

15 ROZDZIAŁ

# Układy zasilania silników o zapłonie samoczynnym

## 15.1. Wprowadzenie

Budowa układu zasilania silnika ZS wynika z uwarunkowań, jakie muszą być spełnione do spalania oleju napędowego. Wiadomo, że w trakcie destylacji ropy naftowej jedną z frakcji otrzymywaną w temperaturze wrzenia w granicach 430÷620 K jest olej napędowy. Jego cechą charakterystyczną jest skłonność do samozapłonu. Temperatura samozapłonu tego paliwa w powietrzu przy normalnym ciśnieniu atmosferycznym jest stosunkowo niska i wynosi około 570÷620 K [28], a obniża się wraz ze wzrostem ciśnienia otoczenia. Zależy ona również od stężenia par paliwa w powietrzu. Stosunkowo łatwo można więc spełnić warunki samozapłonu oleju napędowego w tłokowym silniku spalinowym. Wystarczy zapewnić niezbyt wysoką temperaturę oraz odpowiednie stężenie drobin i par paliwa. Ten pierwszy warunek można spełnić stosując odpowiedni stopień sprężania powietrza. Zazwyczaj wartość tego parametru waha się w granicach $\varepsilon = 16 \div 22$. W spotykanych w naszych warunkach klimatycznych temperaturach jest to wystarczająca wartość, by pod koniec suwu sprężania uzyskać temperaturę 800÷900 K przy ciśnieniu 3÷3,5 MPa. Jak widać, temperatura ta przewyższa znacznie temperaturę samozapłonu oleju napędowego.

Aby spełnić drugi warunek, tj. zapewnić odpowiednie stężenie paliwa, należy je dobrze rozpylić. Tę funkcję powierzono układowi wtryskowemu. Istotny jest tu także dobór początku wtrysku oraz wartości i charakterystyki wydatku wtryskiwanej dawki.

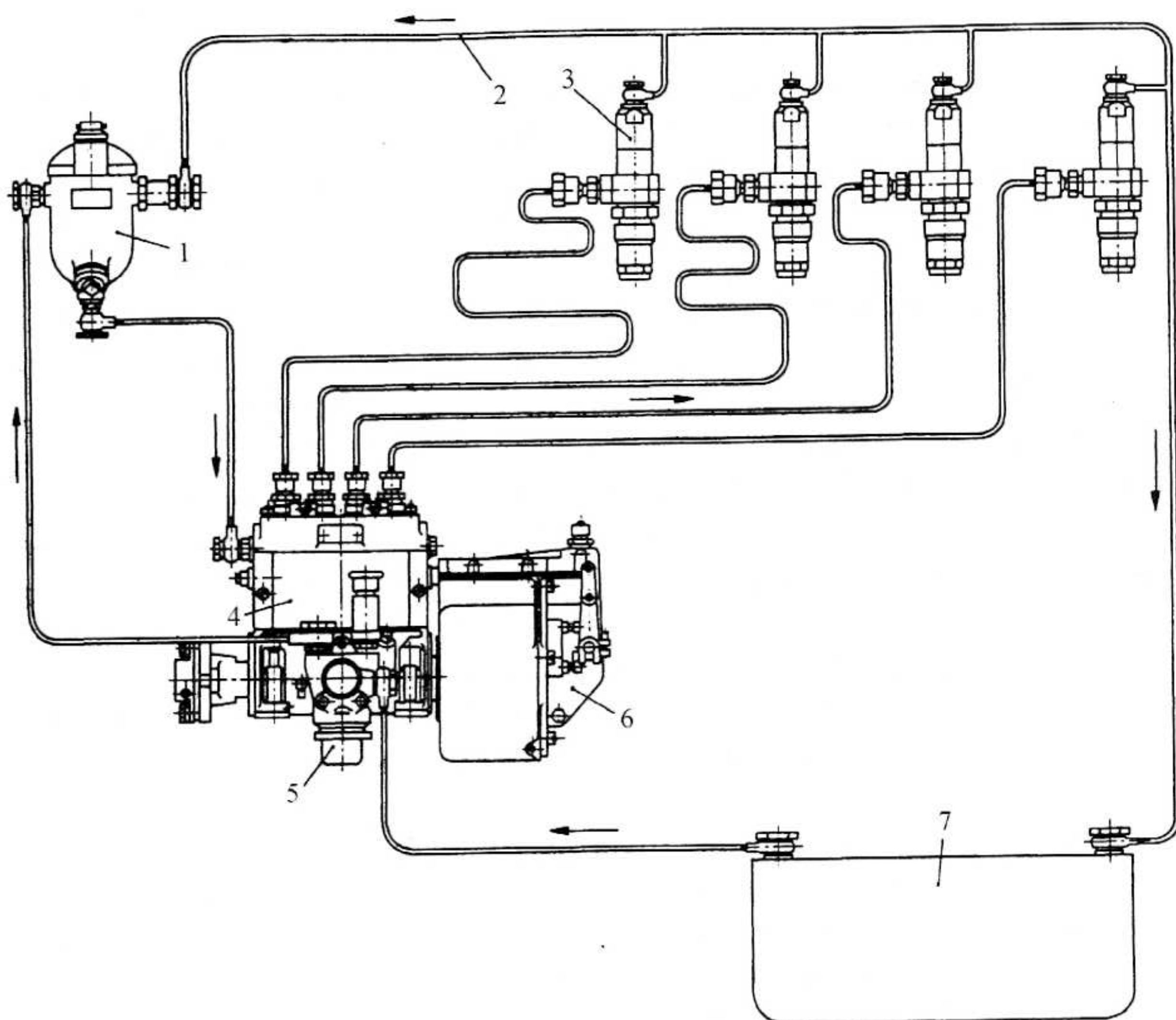
Silnik ZS charakteryzuje się odmiennym niż silnik ZI sposobem regulacji mocy. Cylinder jest napełniany jedynie ładunkiem powietrza. Napływa ono pod wpływem ciśnienia atmosferycznego (w silnikach wolnossących) lub ciśnienia wynikającego ze wstępnego sprężania powietrza (w silnikach doładowanych). Regulacja mocy silnika odbywa się przez zmianę wartości dawki paliwa na jeden cykl pracy. Taki sposób regulacji wobec zmiany jakości mieszanki palnej jest nazywany jakościowym, zmienia się bowiem współczynnik składu mieszanki $\lambda$ — od dużego dla małych obciążeń, do bliskiego 1,3÷1,4 w przypadku obciążeń maksymalnych.

## 15.2. Rys historyczny

### 15.2.1. Układy zasilania z rzędową pompą wtryskową

Pierwotne rozwiązania układu zasilania silnika o zapłonie samoczynnym były oparte na urządzeniach mechanicznych. Wyporowa sekcyjna pompa wtryskowa współpracowała z wtryskiwaczem sterowanym ciśnieniem tłoczonego paliwa. Do większych silników stosowano pompowtryskiwacze, również napędzane i sterowane mechanicznie.

Takie rozwiązania z pewnymi modyfikacjami były z powodzeniem stosowane jeszcze w latach 80. ubiegłego stulecia. Dążenie do uzyskania większych mocy jednostkowych oraz do zwiększenia sprawności, a w ostatnich dziesięcioleciach — dotrzymania norm związanych z ochroną środowiska wymagało wprowadzania kolejnych usprawnień. Obecnie spełnienie wszystkich wymagań jest możliwe jedynie przez elektronizację systemu analizowania parametrów pracy silnika oraz sterowania aparaturą wtryskową. Powstały także nowe koncepcje i praktyczne rozwiązania odchodzące od pierwotnych sposobów wytwarzania ciśnienia oraz sterowania wartości dawki i czasu wtrysku paliwa.



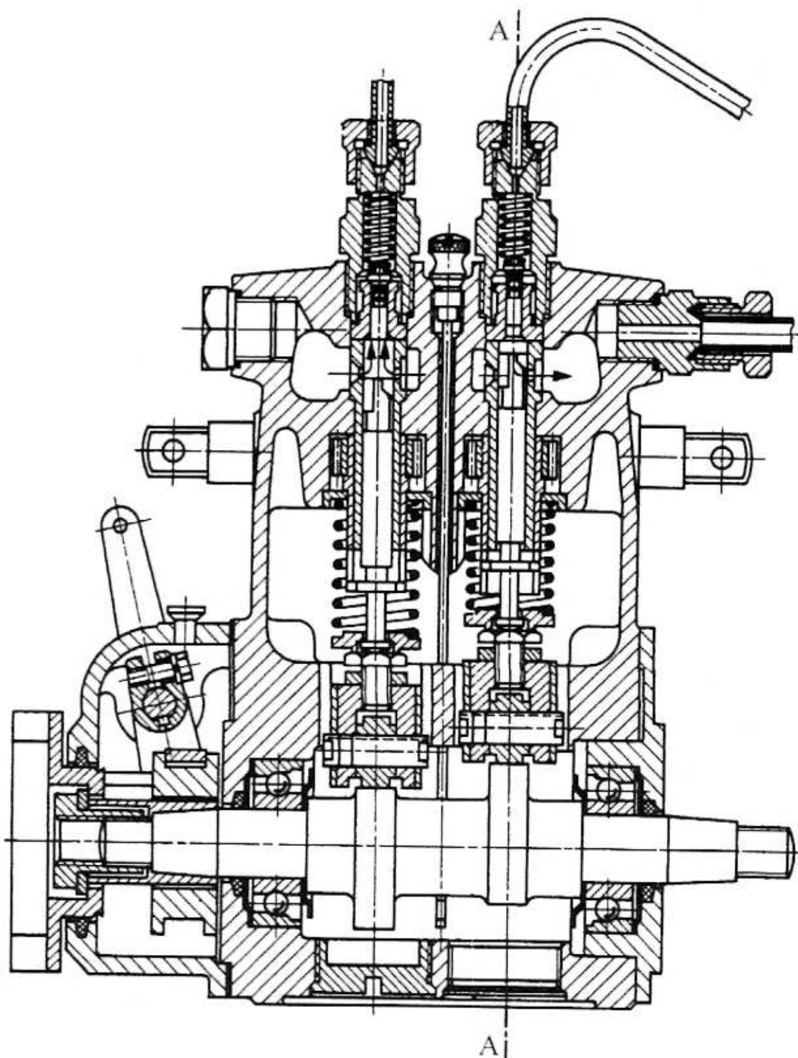

**Rys. 15.1.** Schemat instalacji wtryskowej z czterosekcyjną rzędową pompą wtryskową [69]
*1* — filtr paliwa, *2* — przewód przelewowy, *3* — wtryskiwacz, *4* — pompa wtryskowa, *5* — pompa zasilająca (wstępnego tłoczenia), *6* — regulator dawki paliwa, *7* — zbiornik paliwa

W starszych modelach silników samochodów osobowych oraz w niektórych również starszych rozwiązaniach silników samochodów ciężarowych są jeszcze spotykane (już raczej nieczęsto) układy z rzędową pompą wtryskową o działaniu czysto mechanicznym. Schemat takiego układu pokazano na rys. 15.1.

Paliwo jest zasysane ze zbiornika *7* pompą wstępnego tłoczenia *5*, napędzaną za pomocą układu krzywkowego z wałka pompy wtryskowej *4*. Dalej jest przetłaczane przez filtr i zasila sekcje tłoczące. Każda sekcja pompy wtryskowej jest połączona przewodami wysokociśnieniowymi z wtryskiwaczami *3*. Przecieki paliwa z wtryskiwaczy są odprowadzane do zbiornika *7* lub do filtra *1*. Pompa jest wyposażona w regulator dawki paliwa *6*. Podstawowym, dosyć skomplikowanym zespołem tego układu jest pompa wtryskowa (rys. 15.2) z regulatorem. Jej zadania sprowadzają się do

— dostarczenia odpowiedniej dawki oleju napędowego do każdego cylindra (w zależności od zapotrzebowania na moc silnika);
— zapewnienia odpowiedniej chwili wtrysku przed GMP tłoka w każdym cylindrze (głównie w zależności od prędkości obrotowej i obciążenia silnika);
— zapewnienia odpowiedniej charakterystyki dawkowania (w celu spełnienia warunków poprawnego spalania);
— zabezpieczenia przed tzw. rozbieganiem silnika.

W obudowie pompy jest ułożyskowany wałek krzywkowy, obracający się w czterosuwowym silniku z prędkością obrotową dwa razy mniejszą niż prędkość obrotowa

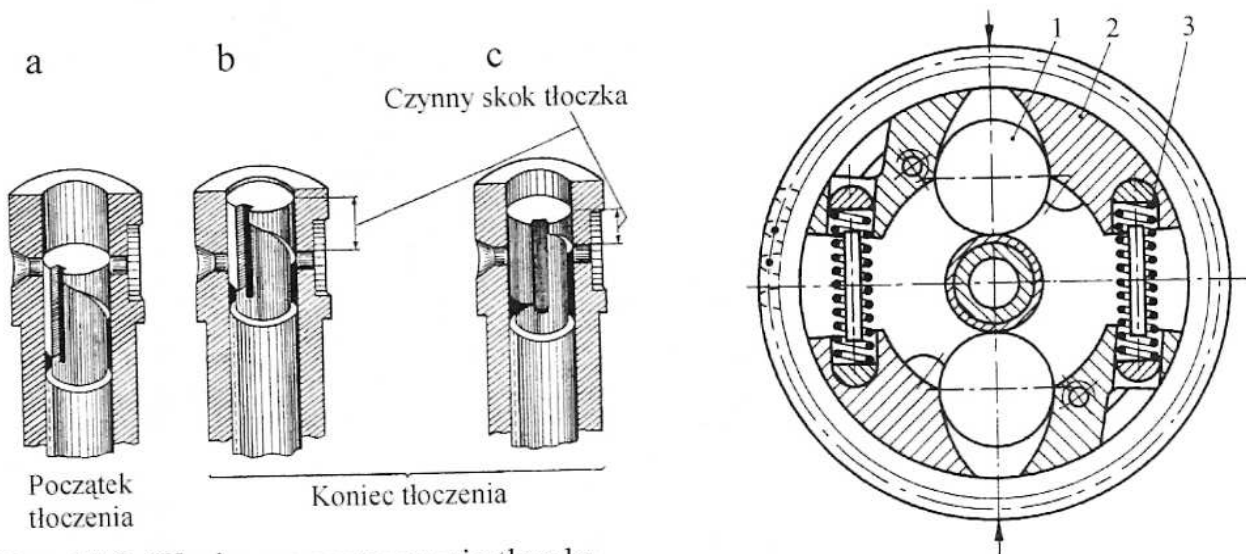



**Rys. 15.2.** Dwusekcyjna rzędowa pompa wtryskowa [69]

silnika. Zazwyczaj uzyskuje on napęd za pośrednictwem kół zębatych od wału rozrządu (w silnikach samochodów ciężarowych) lub paskiem zębatym (czasem łańcuchem) od wału korbowego silnika (w silnikach samochodów osobowych i dostawczych). Obrót wałka krzywkowego wprawia w ruch posuwisto-zwrotny tłoczki za pośrednictwem rolkowych popychaczy. Ruch powrotny tłoczków jest wymuszony działaniem sprężyn. Całkowity skok tłoczka ma stałą wartość, równą wzniosowi krzywki. Wynika stąd wniosek, że do zmiany dawki paliwa niezbędne jest zastosowanie specjalnego rozwiązania. Jest nim odpowiednio ukształtowany tłoczek współpracujący z cylinderkiem. Oba te elementy mają możliwość zmiany wzajemnego położenia w wyniku obrotu jednego z nich wokół własnej osi. Najczęściej tym obrotowym elementem jest cylinderek. Wzajemna zmiana położenia kątowego w powiązaniu ze specjalnym kształtem tłoczka i jego krawędzi sterującej daje możliwość zmiany czynnego skoku tłoka, a zatem również zmiany dawki paliwa przetłaczanej do wtryskiwacza (rys. 15.3).

Położenie elementów na rys. 15.3*a* odpowiada chwili, w której rozpoczyna się proces tłoczenia, po uprzednim wypełnieniu paliwem przestrzeni nad tłoczkiem. Proces ten rozpoczyna się w chwili zasłonięcia krawędzią sterującą tłoczka obu otworów doprowadzających: dolotowego i przelewowego i trwa do chwili, gdy dolna, ukośna krawędź sterująca otworzy otwór przelewowy (geometryczny początek i koniec tłoczenia). Kształt tłoczka jest tak opracowany, że przestrzeń pod tą ukośną krawędzią sterującą jest połączona pionowym rowkiem z przestrzenią ciśnieniową nad tłoczkiem. Odsłonięcie zatem otworu przelewowego rozładowuje ciśnienie nad tłoczkiem. Spadek ciśnienia oznacza koniec tłoczenia paliwa i zakończenie wtrysku do komory spalania.

Praktycznie dawka jest regulowana za pomocą listwy zębatej (patrz rys. 15.2) współpracującej z wycinkami kółek zębatych, połączonych zaciskowo z cylinderkami. Przesuw listwy zębatej wywołuje zatem obrót każdego z cylinderków o tę samą wartość kątową, co pozwala na zmianę czynnego skoku tłoczka w każdej sekcji o tę samą wartość dawki. Utrzymanie jednakowej dawki w każdej sekcji jest bardzo ważne z punktu widzenia konieczności uzyskania takiej samej mocy z każdego




**Rys. 15.3.** Wzajemne usytuowanie tłoczka i cylinderka w celu uzyskania różnych dawek paliwa (różnych czynnych skoków tłoczka) [52]

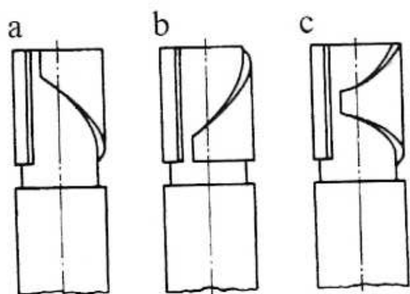
**Rys. 15.4.** Automatyczny regulator początku wtrysku [69]
*1* — ciężarki, *2* — krzywki, *3* — sprężyna

cylindra. Ewentualne regulacje są wykonywane przez zmianę położenia cylinderka w stosunku do wycinka zębatego po poluzowaniu zacisku ustalającego te dwa elementy.

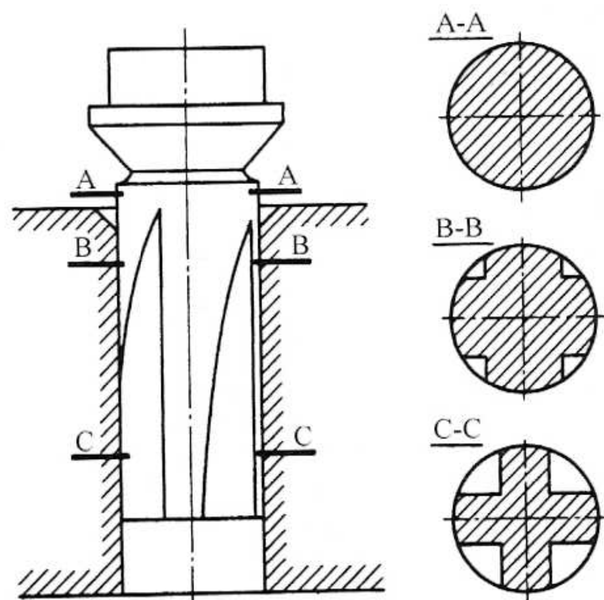
Zapewnienie uzyskania odpowiedniej chwili początku wtrysku (określanego położeniem wału korbowego w °OWK przed GMP) dla każdej sekcji jest możliwe w tym rozwiązaniu w wyniku zmiany długości popychacza. Zwiększenie tej długości (za pomocą śruby regulacyjnej) wywołuje zwiększenie całkowitej długości popychacza, uniesienie tłoczka ku górze i przez to wcześniejsze zamknięcie otworów doprowadzającego i odprowadzającego paliwo przez górną krawędź sterującą. Prowadzi to do wcześniejszego rozpoczęcia tłoczenia paliwa do wtryskiwacza (przyspieszenia wtrysku). Opóźnienie wtrysku odbywa się oczywiście przy skracaniu długości popychacza. Pompa musi być tak wyregulowana, by początek tłoczenia paliwa miał miejsce przy takim samym położeniu tłoka w każdym cylindrze. Każdą sekcję reguluje się zatem osobno.

Należy zwrócić uwagę, że chwila początku tłoczenia, a później początku wtrysku decyduje o chwili rozpoczęcia procesu spalania. Jest to zatem jedna z podstawowych regulacji silnika, decydująca o przebiegu procesu spalania, uzyskanych osiągach, składzie spalin. Jest rzeczą zrozumiałą, że chwila początku wtrysku (określana położeniem wału korbowego przed GMP w każdym cylindrze) powinna się zmieniać zgodnie ze sporządzoną charakterystyką, uzależniającą tę wielkość od parametrów pracy silnika. W większości starszych rozwiązań był analizowany jeden parametr, tj. prędkość obrotowa silnika, w niektórych również obciążenie. Początek wtrysku jest przyspieszany (regulowany jako wcześniejszy) wraz ze zwiększaniem się prędkości obrotowej silnika. Można to uzasadnić w sposób następujący. W miarę zwiększania prędkości obrotowej silnika wydłuża się droga, jaką pokonuje tłok w cylindrze w czasie zwłoki samozapłonu paliwa. Aby zatem zachować korzystny przebieg spalania w stosunku do położenia tłoka w cylindrze, należy doprowadzić do wcześniejszego wtrysku paliwa. Regulację tę można było przeprowadzić we wcześniejszych rozwiązaniach ręcznie, przy użyciu zewnętrznej dźwigni współpracującej z tuleją przesuwną łączącą wałek krzywkowy gwintowym połączeniem o dużym skoku z wałkiem napędzającym pompę. Wówczas osiowe przesunięcie tulei powodowało zmianę wzajemnego kątowego położenia wałka krzywkowego pompy wtryskowej i wałka napędzającego. Prowadziło to do zmiany chwili początku wtrysku we wszystkich sekcjach jednocześnie.

W rozwiązaniach późniejszych rolę tę przejął automatyczny, najczęściej odśrodkowy regulator początku wtrysku (rys. 15.4). Wykorzystuje on zwiększanie się sił odśrodkowych wirujących ciężarów wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej. Przemieszczające się odśrodkowo ciężarki ustawiają się w krzywkowych bieżniach w położeniu równowagi, wynikającym z przeciwdziałania sił w sprężynach. Towarzyszy temu wzajemny obrót obu części sprzęgła łączącego wałek napędzający z wałkiem krzywkowym. Właściwy dobór krzywkowych bieżni, sztywności sprężyn, masy ciężarków wirujących daje możliwość ukształtowania charakterystyki zmienności kąta wyprzedzenia wtrysku w zależności od prędkości obrotowej silnika. Uzależnienie początku wtrysku od obciążenia silnika często jest realizowane przez specjalne ukształtowanie górnej krawędzi sterującej tłoczka.




**Rys. 15.5.** Różne ukształtowanie krawędzi sterujących tłoczka sekcji pompy wtryskowej (opis w tekście) [69]




**Rys. 15.6.** Schemat zaworu odciążającego z korektą [69]

Na rysunku 15.5*a* jest pokazany tłoczek zapewniający stały, niezależny od wzajemnego położenia kątowego cylinderka w stosunku do tłoczka, początek wtrysku dawki paliwa (przypadek ten został omówiony przy opisie rys. 15.2 i 15.3).

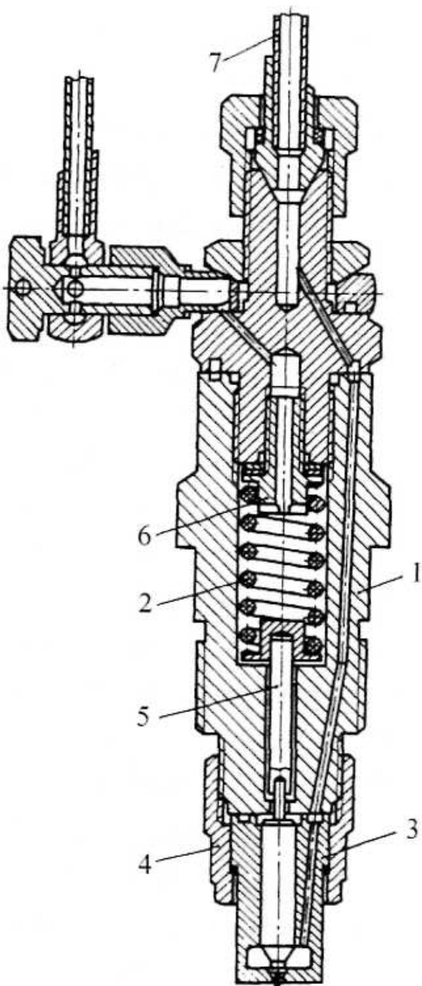
Rozwiązanie przedstawione na rys. 15.5*b* i *c* realizuje zmianę początku wtrysku wraz ze zmianą położenia kątowego cylinderka w stosunku do tłoczka. Temu wzajemnemu obrotowi towarzyszy zmiana dawki wtryskiwanego paliwa, która prowadzi do zmiany obciążenia silnika. Można zatem tak ukształtować górną krawędź sterującą, by spełnić wymaganą charakterystykę zmian kąta wyprzedzenia wtrysku w zależności od obciążenia silnika. Pokazane na rys. 15.5 rozwiązania tłoczków noszą nazwy: *a* — o stałym początku i zmiennym końcu tłoczenia; *b* — o stałym końcu i zmiennym początku tłoczenia; *c* — o zmiennym początku i końcu tłoczenia.

Bardzo istotna jest także charakterystyka dawkowania w zależności od kąta obrotu wału korbowego silnika (lub też wału krzywkowego pompy wtryskowej) $dm/d\alpha = f(\alpha)$. Decyduje ona o przebiegu procesu spalania, gdy zwłoka samozapłonu jest krótsza niż czas trwania wtrysku. Jeśli bowiem kolejne „porcje" dawki paliwa są wtryskiwane do komory objętej procesem spalania, to szybkość wydzielania się ciepła zależeć będzie od wielkości tych „porcji". Takiej możliwości sterowania przebiegu procesu spalania nie ma, gdy zwłoka samozapłonu jest dłuższa niż czas trwania wtrysku. Wówczas cała dostarczona do cylindra dawka paliwa po okresie zwłoki spala się w sposób niekontrolowany. Sterowanie procesu spalania w omawianych mechanicznych, sekcyjnych pompach wtryskowych było ograniczone, ale częściowo możliwe przez kształtowanie charakterystyki wtrysku. Czynnikiem decydującym był kształt krzywki pompy wtryskowej, jak również układ zaworów w pompie. Jednym z takich zaworów był zawór odciążający z korektą dawki (rys. 15.6).

Zawór ten, umieszczony w górnej części sekcji tłoczącej, na drodze paliwa z sekcji do przewodu wysokiego ciśnienia, unosi się po przekroczeniu położenia tłoczka odpowiadającego geometrycznemu początkowi tłoczenia. Początek ruchu unoszenia wynika z działania od góry ciśnienia resztkowego w przewodzie wtryskowym oraz od dołu — z działania sprężyny i ciśnienia panującego nad tłoczkiem sekcji. Pewien wpływ mają także siły bezwładności jego masy oraz zjawiska falowe. Przebieg tłoczenia po

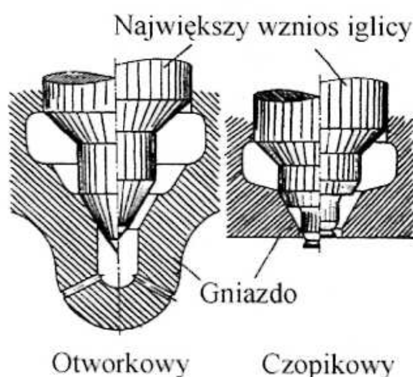
uniesieniu zaworu jest uzależniony od wartości wzniosu, od tego bowiem parametru zależy pole swobodnego przekroju przepływu paliwa, kształtowanego zmieniającymi się wymiarami naciętych rowków (patrz przekroje B-B i C-C na rys. 15.6). Na koniec należy podkreślić, że przytoczone tu sposoby korygowania charakterystyki dawkowania z wykorzystaniem urządzeń mechanicznych nie są doskonałe, ze względu na czas reakcji, możliwości dynamiczne układów mechanicznych, a także ze względu na zmienność charakterystyki wynikającą chociażby ze zużycia tych elementów.

Kolejnym istotnym elementem omawianego układu wtryskowego jest wtryskiwacz. Służy on do wtryskiwania paliwa do komory spalania z zachowaniem odpowiedniego ciśnienia wtrysku, rozdrobnienia, zasięgu i kształtu strugi. Zachowanie tych parametrów w czasie eksploatacji silnika ZS jest bardzo istotne, ze względu na poprawność procesu spalania. Należy bowiem pamiętać, że w tego typu silniku pozostaje bardzo mało czasu na przygotowanie mieszanki palnej i jej spalanie. Przez wiele lat rozwoju konstrukcji silników ZS ten właśnie parametr był barierą na drodze zwiększenia prędkości obrotowej.

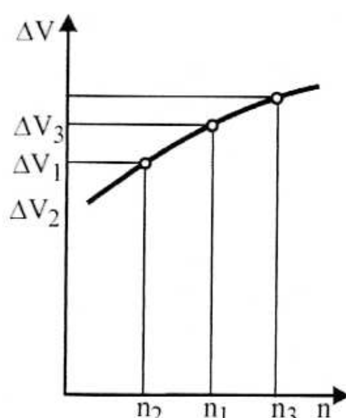



**Rys. 15.7.** Przekrój wtryskiwacza [69]

*1* — obudowa wtryskiwacza, *2* — sprężyna, *3* — rozpylacz wtryskiwacza, *4* — nakrętka, *5* — popychacz dociskający iglicę, *6* — śruba regulacyjna z podkładkami, *7* — przewód




**Rys. 15.8.** Typowe zakończenia wtryskiwaczy iglicowych [52]




**Rys. 15.9.** Charakterystyka dawkowania pompy wtryskowej $\Delta V$ w zależności od prędkości obrotowej $n$ silnika (dla stałego położenia listwy zębatej) [69]

Gdy $p_{e1} < p_{e2}$, to $n_2 < n_1$, to $\Delta V_2 < \Delta V_1$

Paliwo pod ciśnieniem jest doprowadzane do wtryskiwacza przewodem *7* (rys. 15.7) i dalej kanałami wywierconymi w obudowie do studzienki rozpylacza *3*. Iglica rozpylacza jest dociskana do gniazda siłą napięcia wstępnego sprężyny *2* przez popychacz *5*. Wzrastające w studzience ciśnienie w fazie tłoczenia w sekcji pompy wtryskowej wywołuje siłę parcia na iglicę ku górze. Uniesienie iglicy następuje, gdy siła parcia jest większa niż napięcie sprężyny. W dawnych rozwiązaniach ciśnienie to wahało się w granicach 16÷20 MPa, w późniejszych układach mechanicznych dochodziło do 60 MPa. Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza zależy w tym rozwiązaniu od napięcia wstępnego sprężyny, które można regulować za pomocą podkładek regulacyjnych pod śrubą *6*. Nadmiar paliwa przeciekającego między iglicą a obudową rozpylacza jest odprowadzany do zbiornika lub filtra. Ciśnienie wtrysku ma bardzo duży wpływ na jakość strugi paliwa, głównie na jej rozpylenie, ale także na zasięg i kształt, choć te parametry zależą przede wszystkim od rozwiązania rozpylacza.

Najczęściej spotykanym rozwiązaniem są rozpylacze otworkowe lub czopikowe (rys.15.8). Rozpylacz otworkowy umożliwia kształtowanie kierunku wypływu poszczególnych strug. Ich ułożenie nie musi być symetryczne do osi wtryskiwacza. Jest dosyć często stosowany w skomplikowanych układach komory spalania do odpowiedniego pokierowania strugami paliwa. Rozpylacz czopikowy daje symetryczną do osi wtryskiwacza strugę w formie zbliżonej do pobocznicy stożka.

Opisany układ wtryskowy o działaniu i regulacji mechanicznej, szczególnie pozbawiony właściwie działającego korektora charakterystyki pompy wtryskowej, ma niebezpieczną cechę: może prowadzić do niekontrolowanego zwiększenia się prędkości obrotowej silnika mimo stałego położenia listwy zębatej. Wynika to z charakterystyki dawkowania pompy (rys. 15.9).

Wobec samodoszczelniania się tłoczka i cylinderka (zjawiska bardzo często występującego w maszynach o działaniu wyporowym) wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej zwiększa się dawka wtryskiwanego paliwa. Jest to zjawisko niekorzystne z dwóch powodów. Po pierwsze silnik charakteryzuje się tendencją do tzw. rozbiegania się. Mimo stałego położenia listwy zębatej, chwilowe zwiększenie jego prędkości obrotowej (np. rozgrzewanie silnika na biegu jałowym i zmniejszenie jego oporów wewnętrznych) wywołuje zwiększenie dawki paliwa, a to pociąga za sobą zwiększenie prędkości obrotowej, co z kolei znowu wpływa na zwiększenie dawki itd. Drugi niekorzystny efekt takiej charakterystyki wynika z jej niezgodności z przebiegiem zmian współczynnika napełnienia. Wartość napełnienia cylindra zmniejsza się wraz z prędkością obrotową. Przy maksymalnych obciążeniach silnika prowadzi to do zmniejszania współczynnika nadmiaru powietrza w zakresie większych prędkości obrotowych, a w efekcie do niecałkowitego i niezupełnego spalania oraz zwiększenia zadymienia spalin. Aby zaradzić rozbieganiu się silnika, stosuje się regulatory prędkości obrotowej. Zjawisko drugie jest eliminowane przy użyciu korektorów pomp wtryskowych (patrz rys. 15.6).

W rzędowych pompach wtryskowych starszej generacji były stosowane przeważnie mechaniczne regulatory dawki paliwa. Były to jedno-, dwu- i wielozakresowe regulatory prędkości obrotowej.

Regulatory jednozakresowe były stosowane w silnikach stacjonarnych, które przewidziane były do napędu urządzeń o określonej stałej prędkości obrotowej.

W silnikach trakcyjnych są stosowane regulatory dwu- i wielozakresowe. Regulatory dwuzakresowe służą stabilizacji prędkości obrotowej biegu jałowego oraz ograniczeniu maksymalnej prędkości obrotowej silnika. W tych zakresach pracy regulator tak dobiera dawkę paliwa, by uzyskać założoną prędkość obrotową. W obszarach pośrednich prędkości obrotowych o obciążeniu silnika (o wartości dawki paliwa) decyduje obsługujący silnik (kierowca). Układ taki był zastosowany w pojazdach trakcyjnych, w których zmiany obciążenia silnika wynikające z oporów ruchu nie były zbyt szybkie. W tych stanach kierowca nadążał regulować dawkę tak, by dostosować moc silnika do zmieniających się oporów ruchu pojazdu. W silnikach stosowanych do napędu pojazdów i maszyn roboczych, w których obciążenie zmienia się w sposób gwałtowny (np. w silnikach ciągników rolniczych lub maszyn budowlanych), kierowca w niektórych skrajnych przypadkach nie jest w stanie nadążyć za gwałtownym wzrostem oporów ruchu i zareagować zwiększeniem dawki tak, by nie nastąpiło zatrzymanie silnika. W tych przypadkach są stosowane regulatory wielozakresowe [69, 71].

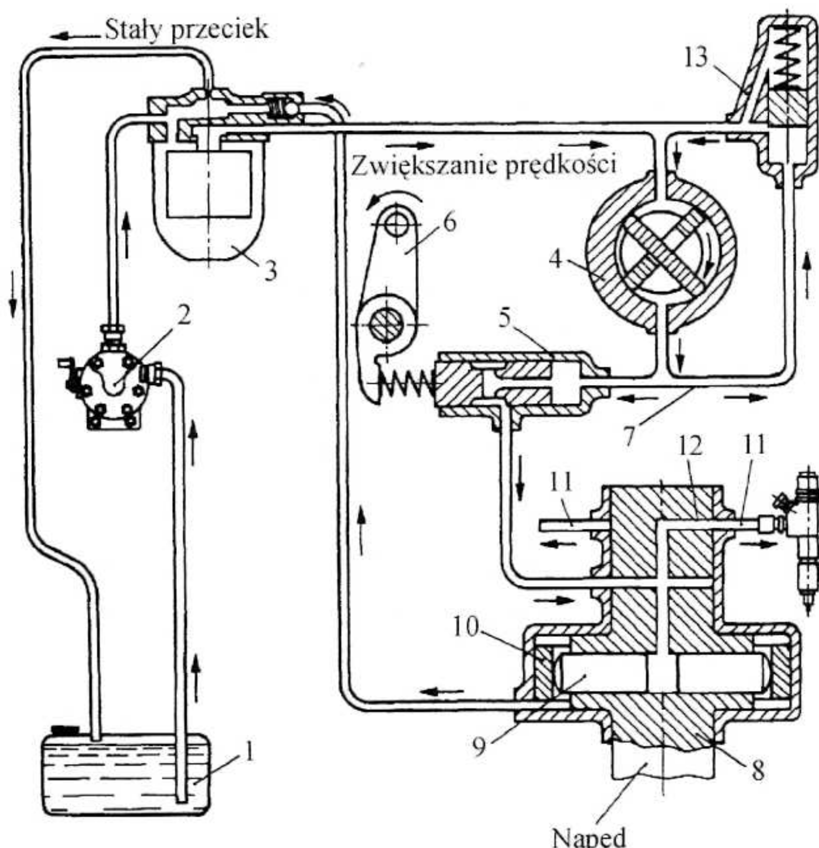
Omówiony układ wtryskowy silnika ZS z rzędową pompą wtryskową regulowaną mechanicznie można jeszcze spotkać w starszych modelach silników samochodów osobowych i ciężarowych.

Układy zautomatyzowanej regulacji opartej na powiązaniach mechanicznych są ograniczone, jeśli chodzi o liczbę możliwych do przeanalizowania i uwzględnienia parametrów pracy silnika. Działają ze znaczną zwłoką oraz są bardzo podatne na zmianę charakterystyki wraz z postępującym zużyciem elementów współpracujących.

### 15.2.2. Układy zasilania z rozdzielaczową pompą wtryskową

Opisane rzędowe pompy wtryskowe z racji założeń konstrukcyjnych sprowadzających się do tego, by każdy cylinder był zasilany przez oddzielną sekcję wtryskową, były podatne na występowanie różnic wartości charakterystycznych parametrów wtrysku w poszczególnych cylindrach. Dotyczyło to dawki paliwa dostarczanej do kolejnych cylindrów, początku wtrysku tej dawki oraz niepowtarzalności charakterystyk wtrysku. Pompy tego typu wymagały stosunkowo częstej regulacji, dosyć pracochłonnej, gdyż wiążącej się z wybudowaniem, sprawdzaniem i regulowaniem na specjalnych stołach probierczych. Problem niepowtarzalności parametrów regulowanych stawał się coraz bardziej zauważalny i kłopotliwy w szybkoobrotowych silnikach samochodów osobowych.

Opracowano koncepcję wykorzystania jednej sekcji tłoczącej do obsługi wszystkich cylindrów. To pociągało za sobą konieczność rozdzielenia dawki paliwa na cylindry w kolejności pracy cylindrów. Stąd nazwa tego rozwiązania: pompa rozdzielaczowa. Spotykane są dwa rodzaje pomp rozdzielaczowych, różniące się sposobem realizacji cyklu tłoczenia paliwa. Te, w których tłoczenie wynika ze zbliżania tłoczków ślizgających w wyniku współpracy z pierścieniem krzywkowym o wewnętrznej bieżni (w których ruch tłoczków jest promieniowy), zwane są pompami rozdzielaczowymi promieniowymi. W innych rozwiązaniach ruch tłoczka w cylindrze jest wymuszany współpracą z obracającą się tarczą o odpowiednio ukształtowanej




**Rys. 15.10.** Schemat rozdzielaczowej promieniowej pompy wtryskowej (opis w tekście) [69]

powierzchni, co wywołuje osiowy ruch tłoczka. Te pompy zwane są rozdzielaczowymi pompami osiowymi.

Schemat popularnego rozwiązania rozdzielaczowej pompy o promieniowym ruchu tłoczków przedstawiono na rys. 15.10. Paliwo ze zbiornika jest zasysane pompą zasilającą przez filtr *3* do zabudowanej w obudowie pompy rozdzielaczowej napędzanej od jej osi pompy skrzydełkowej *4*. W równoległym kanale obejściowym jest zabudowany regulator ciśnienia *13*. Suwakowy zawór *5* sterujący wydatek paliwa dostarczonego do części tłocząco-rozdzielającej działa jako regulator wielozakresowy. Z jednej strony jest obciążony siłą sprężyny, z drugiej — siłą parcia paliwa pochodzącą od ciśnienia za pompą skrzydełkową *4*. Ciśnienie to jest proporcjonalne do prędkości obrotowej pompy skrzydełkowej, a zatem do prędkości obrotowej silnika. Przekrój szczeliny sterującej wydatek paliwa dostarczanego do sekcji tłocząco-rozdzielającej będzie zmniejszany, gdy siła parcia paliwa na tłok zacznie przekraczać wartość siły w sprężynie. Nastąpi to po przekroczeniu regulowanej prędkości obrotowej silnika. Wartość tej prędkości zależy od napięcia sprężyny, a zatem od decyzji kierowcy (od położenia pedału przyspieszenia). Działanie sekcji tłocząco-rozdzielającej wynika z ruchu osiowego tłoczków *9* w obracającym się rozdzielaczu *8*. Ruch tłoczków od strony zewnętrznej jest ograniczony kształtem wewnętrznej bieżni pierścienia *10*. Położenie to jest tak wyprofilowane, by w czasie jednego pełnego obrotu rozdzielacza *8* tłoczki sekcji tłoczącej zbliżyły się do środka (w kierunku osi rozdzielacza) tyle razy, ile cylindrów obsługuje pompa rozdzielaczowa. Przesuw tłoczków w kierunku odśrodkowym jest uzależniony od dawki paliwa dostarczonego do przestrzeni zawartej między tłoczkami. Wartość tej dawki zależy od przekroju szczeliny dławiącej przepływ w zaworze *5*. Napełnienie przestrzeni między tłoczkami odbywa się w czasie przekrycia otworu doprowadzającego paliwo

do korpusu rozdzielacza z promieniowym, wierconym otworem w rozdzielaczu. Po fazie napełniania tłoczki, w wyniku współpracy z pierścieniem *10*, wykonują ruch ku osi obrotu rozdzielacza. W tym czasie promieniowy otwór *12* pokrywa się z przyłączeniem *11* przewodu ciśnieniowego prowadzącego do wtryskiwacza. Następuje faza tłoczenia paliwa do wtryskiwacza.

W pompach rozdzielaczowych omawianego typu był również stosowany automatyczny regulator kąta wyprzedzenia wtrysku w zależności od prędkości obrotowej silnika. Sterowany hydraulicznie tłok współpracował z pierścieniem krzywkowym *10*. Wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej obracał on pierścień krzywkowy w kierunku przeciwnym do kierunku obrotów rozdzielacza *8*. Tłok był przesuwany siłą parcia pochodzącą od ciśnienia paliwa panującego za pompą skrzydełkową. Jak pamiętamy, zwiększaniu prędkości obrotowej silnika towarzyszył wzrost ciśnienia. Zatem towarzyszył temu większy przesuw tłoka sterującego pierścieniem. Powrót tłoka (i pierścienia) w kierunku opóźnienia wtrysku następował w wyniku działania siły w sprężynie. Należy tu zwrócić uwagę na fakt, że kąt początku wtrysku zależał także od wartości dawki paliwa. Im większa była dawka dostarczana do przestrzeni między tłoczkami, tym większe było promieniowe rozsunięcie tłoczków, tym wcześniej tłoczki wchodziły we współpracę z bieżnią pierścienia, tym wcześniej rozpoczynał się ich ruch powrotny w kierunku osi obrotu. Prowadziło to do przyspieszenia początku wtrysku. Oba sposoby regulacji początku wtrysku (od prędkości obrotowej oraz od wartości dawki paliwa) musiały być oczywiście ze sobą synchronizowane, w celu uzyskania poprawnej charakterystyki wyprzedzenia wtrysku w zależności od prędkości obrotowej i obciążenia silnika.

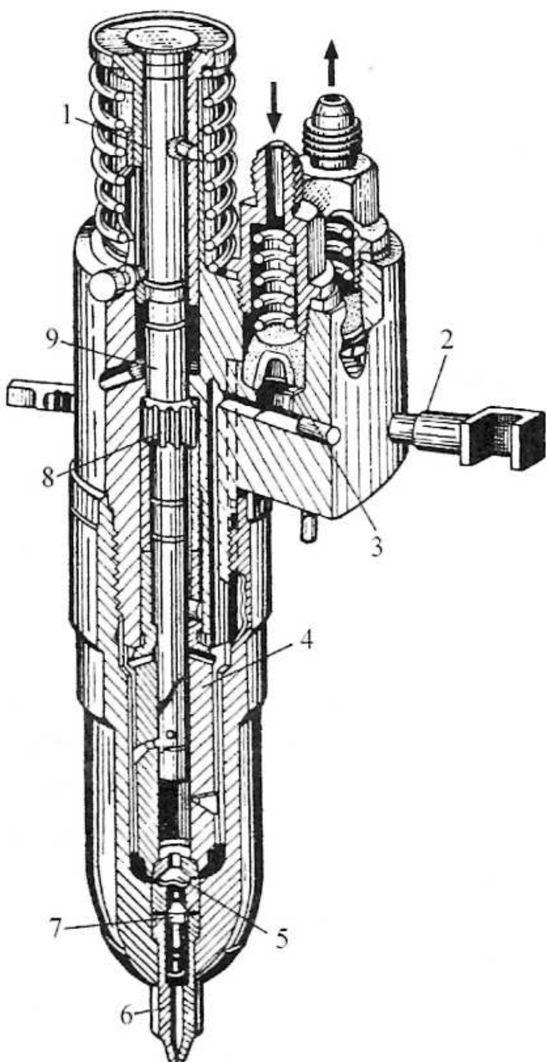
W nieco inny sposób tłoczenie i rozdzielanie paliwa odbywało się w pompach rozdzielaczowych o osiowym ruchu tłoczka. Ogólna zasada regulacji dawki paliwa i wyprzedzenia wtrysku była bardzo podobna.

Zarówno promieniowe, jak i osiowe pompy rozdzielaczowe wykorzystywały mechaniczno-hydrauliczne układy regulacji. Stosowano je w silnikach pojazdów osobowych i dostawczych. W stosunku do pomp rzędowych charakteryzowały się większą powtarzalnością takich parametrów, jak dawka paliwa wtryskiwanego do kolejnych cylindrów, chwila wtrysku oraz charakterystyka dawkowania.

Nadal jednak — podobnie jak w przypadku pomp rzędowych — liczba możliwych do przeanalizowania parametrów charakteryzujących pracę silnika była ograniczona (najczęściej do prędkości obrotowej silnika i jego obciążenia, a czasem ciśnienia otoczenia). W dalszym ciągu paliwo z pompy wtryskowej było dostarczane do wtryskiwaczy stosunkowo długimi przewodami wtryskowymi. Zmiany objętości tych przewodów pod wpływem wysokiego ciśnienia wtrysku zakłócały powtarzalność parametrów wtrysku dawki paliwa. Zakłócenia te były tym większe, im większa była średnica przewodów. Paliwo do cylindrów było wtryskiwane przez wtryskiwacz, uruchamiany ciśnieniem tłoczonego paliwa. Zasada pracy wtryskiwaczy była taka sama, jak w przypadku stosowania rzędowych wielosekcyjnych pomp wtryskowych.

### 15.2.3. Układy pompowtryskiwaczy sterowanych mechanicznie

W silnikach o większych objętościach skokowych często były stosowane pompowtryskiwacze. Ich wprowadzenie wynikało z chęci zlikwidowania długich przewodów wysokociśnieniowych, szczególnie o większych średnicach. Powodowały one poja-




**Rys. 15.11.** Przekrój pompowtryskiwacza sterowanego mechanicznie [52]
*1* — popychacz, *2* — drążek sterowniczy, *3* — wkładka filtracyjna, *4* — cylinderek, *5* — zaworek zaporowy, *6* — rozpylacz (otwarty), *7* — zaworek odcinający, *8* — pierścień zębaty, *9* — tłoczek

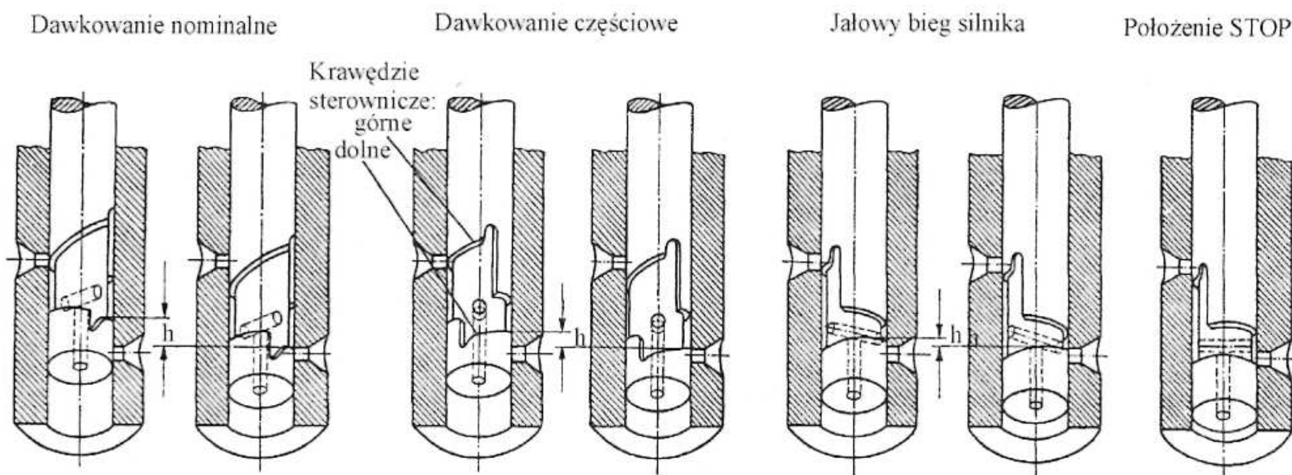
wianie się niepowtarzalności wartości dawki oraz kąta wyprzedzenia wtrysku w poszczególnych cylindrach, jak również w kolejnych cyklach pracy tego samego cylindra.

W omawianym rozwiązaniu każdy cylinder silnika był obsługiwany przez oddzielny pompowtryskiwacz (rys. 15.11). Wszystkie były zasilane przez pompę wstępnego tłoczenia paliwa, która wytwarzała ciśnienie ok. 0,35÷0,5 MPa. Po dokładnym oczyszczeniu w filtrze lub zestawie filtrów paliwo było dostarczane do pompowtryskiwaczy. Rola tego urządzenia najczęściej sprowadzała się do wytworzenia ciśnienia zapewniającego poprawne rozpylenie w rozpylaczu oraz odmierzenia dawki wtryskiwanego paliwa. Popychacz współpracujący z tłoczkiem był napędzany od specjalnego wału krzywkowego umieszczonego w górnej płycie głowicy lub od dodatkowych krzywek na wale rozrządu (najczęściej umieszczonym wówczas w górnej części kadłuba) za pośrednictwem drążków i dźwigni. Zmianę wartości dawki uzyskiwano przy użyciu listwy biegnącej wzdłuż silnika i przekazującej ruch wzdłużny na obrotowy ruch tłoczków pompowtryskiwaczy.

Wytwarzanie ciśnienia niezbędnego do realizacji wtrysku wynikało z ruchu popychacza i tłoczka ku dołowi. Wartość dawki zależała, podobnie jak w sekcyjnych pompach wtryskowych, od kątowego położenia tłoczka w stosunku do obudowy. Od tego położenia zależał bowiem skok czynny, wynikający z usytuowania krawędzi sterującej dolnej i górnej w stosunku do górnego i dolnego kanaliku zasilającego. Schemat zasady zmiany wtryskiwanej dawki paliwa przedstawiono na rys. 15.12.

Obie krawędzie sterujące były tak ukształtowane, że wraz ze zmianą wzajemnego położenia kątowego tłoczka i cylinderka wywoływały nie tylko zmianę czynnego skoku (zmianę wartości wtryskiwanej dawki), ale także chwili początku i końca tłoczenia paliwa. Odpowiednie zatem ukształtowanie górnej krawędzi sterującej dawało możliwość wprowadzenia regulacji wyprzedzenia wtrysku w zależności od obciążenia silnika. Do wprowadzenia zmian w zależności od prędkości obrotowej stosowano przestawiacze położenia wałka krzywkowego napędzającego popychacz pompowtryskiwacza w stosunku do położenia wału korbowego silnika.

Omówione wyżej rozwiązania układów wtrysku paliwa stosowanych do silników ZS charakteryzowały się mechanicznym bądź mechaniczno-hydraulicznym sposo-




**Rys. 15.12.** Schemat regulacji dawki w wyniku zmiany wzajemnego położenia kątowego tłoczka i cylinderka pompowtryskiwacza [52]

bem sterowania. Również próby korygowania charakterystyki pracy takiego układu były realizowane w sposób mechaniczny. Miało to ujemny wpływ na precyzję i powtarzalność dawkowania, a także ograniczało liczbę możliwych do przeanalizowania parametrów, których zmienność powinna wpływać na zmianę wartości charakterystycznych parametrów wtrysku (wartość dawki, kąta wyprzedzenia wtrysku tej dawki, charakterystyki dawkowania). Siłą rzeczy urządzenia te miały ograniczony wpływ na kształtowanie procesu spalania.

## 15.3. Współczesne układy zasilania silników ZS sterowane elektronicznie

### 15.3.1. Uwagi ogólne

Postęp w dziedzinie konstrukcji układów zasilania silników ZS jest wymuszany głównie względami ochrony środowiska oraz ekonomicznymi (minimalizacja zużycia paliwa). Względy te są ze sobą powiązane, gdyż zmniejszeniu zużycia paliwa towarzyszy zmniejszenie masy emitowanych spalin. Współczesny układ zasilania musi być bardzo wrażliwy na szybko zmieniające się warunki pracy silnika. Musi być tak opracowany, by bardzo szybko reagował na zmiany warunków obciążenia silnika, jego prędkości obrotowej, warunków cieplnych, a także warunków otoczenia, tj. temperatury i ciśnienia powietrza. Należy także dodać, że współczesne silniki ZS stosowane w miejskich pojazdach samochodowych są z reguły doładowane turbosprężarką. W tym rozwiązaniu dochodzi jeszcze znaczny zakres zmienności ciśnienia i temperatury powietrza na dolocie, co wpływa na zmienność ładunku powietrza. Taki stan rzeczy wymaga stosowania układów sterujących, które potrafią z dużą dokładnością zarejestrować wszystkie zmienne warunki pracy silnika i szybko określić dawkę paliwa, chwilę jej wtrysku oraz odpowiednią charakterystykę dawkowania. Spełnienie coraz ostrzejszych norm, z zachowaniem dużej sprawności ogólnej silnika jest możliwe dzięki mikroprocesorowym technikom elektronicznym wprzęgniętym do szybkiej rejestracji parametrów pracy silnika, szybkiej ich analizy i szybkiego

Podstawowe zastosowania i dane techniczne zelektronizowanych układów wtryskowych silników ZS

| Rodzaj rozwiązania | Dawka $mm^3$/ /1cykl | Ciśnienie wtrysku MPa | Rodzaj systemu spalania | Liczba cylindrów | Prędkość obrotowa silnika obr/min | Moc z 1 cylindra kW/1cyl. | Zastosowanie (rodzaj pojazdu) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Pompy rzędowe | 60÷250 | 60÷140 | wtrysk bezpośredni | 4÷8 (maks.12) | 2200÷2600 | 25÷55 | ciężarowe |
| Pompy rozdzielaczowe osiowe | 60÷120 | 120÷140 | wtrysk bezpośredni | 3÷6 | 4000÷4500 | 20÷25 | osobowe i lekkie dostawcze |
| | | 30÷40 | wtrysk do komory wstępnej | | | | |
| Pompy rozdzielaczowe promieniowe | 100÷140 | 150÷170 | wtrysk bezpośredni | 3÷6 | 4000÷4500 | 30÷50 | osobowe, dostawcze, lekkie ciężarowe |
| Indywidualne zespoły wtryskowe | 150÷400 | 160÷210 | wtrysk bezpośredni + wtrysk wstępny | 8÷12 | 2400÷2600 | 30÷80 | ciężarowe |
| Pompowtryskiwacze | 60÷400 | 160÷210 | wtrysk bezpośredni + wtrysk wstępny | 6÷8 | 3000 | 40÷80 | ciężarowe |
| | | | | | 4000÷5000 | 25÷40 | osobowe |
| Zasobnikowe (Common Rail) | 300÷400 | 130÷150 | wtrysk bezpośredni + wstępny | 6÷12(16) | 2600÷2800 | 60÷80 | ciężarowe |
| | 60÷100 | 140÷160 | wtrysk bezpośredni + wstępny | 3÷8 | 4000÷5000 | 25÷35 | osobowe |

wysterowania odpowiednich parametrów roboczych układu wtryskowego. Dlatego też układy wtryskowe o działaniu czysto mechanicznym we współczesnych pojazdach są zastępowane układami elektronicznymi.

Typowe rzędowe pompy wtryskowe o działaniu mechanicznym można spotkać w silnikach o wtrysku bezpośrednim, ale o prędkości obrotowej nie przekraczającej 2500 obr/min i mocy z jednego cylindra $N_e = 50 \div 55$ kW. Są to przeważnie wielocylindrowe silniki samochodów ciężarowych i dostawczych. Jeszcze rzadziej jest spotykana wersja o wtrysku do komory wstępnej. Dotyczy to starszej generacji silników samochodów dostawczych i osobowych o mocy z jednego cylindra $N_e = 20 \div 30$ kW. Drugą grupą zastosowań czysto mechanicznego sterowania są pompy rozdzielaczowe, jeszcze spotykane w starszych generacjach silników o wtrysku bezpośrednim

i pośrednim do samochodów osobowych i lekkich dostawczych o mocy z jednego cylindra $N_e = 20 \div 25$ kW i prędkości obrotowej $n_{max} = 4000 \div 4500$ obr/min.

Początkowo elektronizacja układów wtryskowych dotyczyła w zasadzie adaptacji stosowanych wówczas układów mechanicznych. Rozpowszechniły się zatem elektroniczne układy sterowania pomp rzędowych, pompowtryskiwaczy, indywidualnych zespołów wtryskowych oraz pomp rozdzielaczowych.

Opisane wyżej rozwiązania opierały się na wyporowym sposobie przetłaczania paliwa z sekcji pompy wtryskowej lub pompowtryskiwacza. Układy elektroniczne służyły dobraniu optymalnych parametrów wtrysku. W dalszym ciągu na przebieg wtrysku (na charakterystykę dawkowania) duży wpływ miał przebieg tłoczenia, wynikający z wyporowego działania tłoczka sterowanego krzywką. Ten mechaniczny węzeł napędu tłoczka wprowadzał pewne kinematyczne i dynamiczne ograniczenia, dlatego też zdecydowano się na rozdzielenie funkcji wytwarzania ciśnienia paliwa i sterowania parametrów wtrysku. Taki układ nazwano zasobnikowym (w dosłownym tłumaczeniu — z szyną zbiorczą). W zasobniku ciśnienie paliwa jest utrzymywane na stałym wysokim poziomie, wtryskiwacze zaś są uruchamiane elektronicznie przez elektroniczny sterownik silnika.

Klasyfikację stosowanych elektronicznych układów wtryskowych przedstawiono w tablicy.

### 15.3.2. Układy zasilania z rozdzielaczową pompą wtryskową

W układzie z elektronicznie sterowaną rozdzielaczową pompą wtryskową jest ona odpowiedzialna za przetłoczenie odpowiednio dobranej dawki paliwa do wtryskiwacza każdego cylindra z optymalnym wyprzedzeniem w stosunku do GMP tłoka.

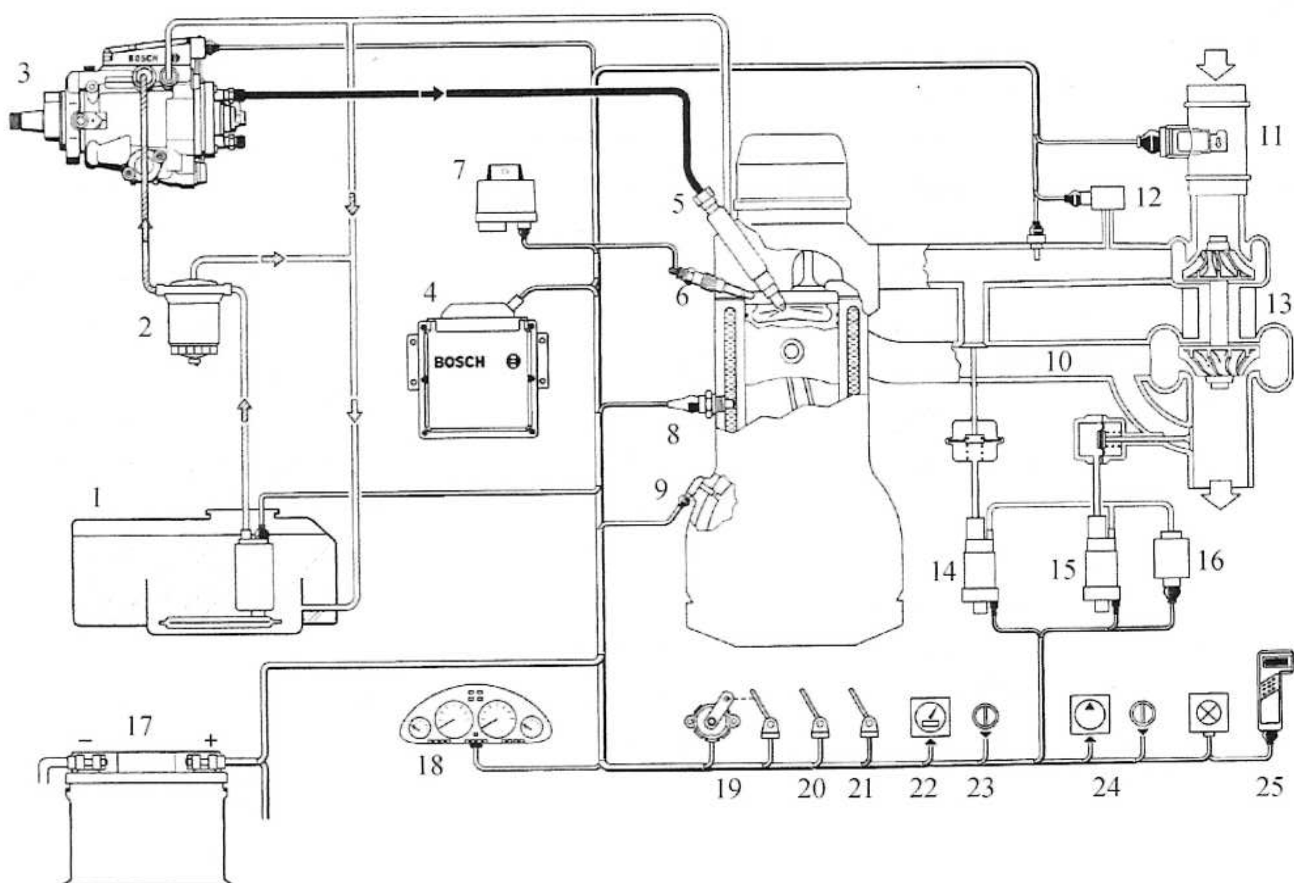
Schemat połączeń podstawowych elementów i czujników tego układu przedstawiono na rys.15.13. W skład układu wchodzą opisane niżej zespoły współpracujące z czujnikami i sterownikiem.

**Pompa wtryskowa** (rys. 15.14)

Ogólna zasada przetłaczania paliwa do wtryskiwaczy jest identyczna jak w rozwiązaniu mechanicznej, rozdzielaczowej pompy wtryskowej. Przetłaczanie wynika z ruchu dośrodkowego tłoczków, współpracujących z wewnętrzną bieżnią pierścienia krzywkowego *5*. Rozdzielaniem zajmuje się obrotowy rozdzielacz *12* z odpowiednio nawierconymi otworami doprowadzającymi paliwo do przestrzeni między tłoczkami w fazie napełniania i wyprowadzającymi do wtryskiwaczy w fazie tłoczenia.

Istotną rolę wyzwolenia początku wtrysku pełni hydrauliczny przestawiacz wtrysku *7*. Jest on jednak sterowany elektromagnetycznym zaworem *8* doprowadzającym pod ciśnieniem paliwo na odpowiednią stronę tłoka roboczego. Sygnał dotyczący ustawienia odpowiedniej wartości kąta wyprzedzenia wtrysku jest wysyłany ze sterownika silnika *1* i współpracującego z nim sterownika pompy *2*. Dobór właściwej wartości jest poprzedzony analizą parametrów silnika: prędkości obrotowej, obciążenia, temperatury pracy. Układ elektroniczny sprawdza rzeczywisty kąt wyprzedzenia wtrysku, analizując sygnał iglicy wtryskiwacza.

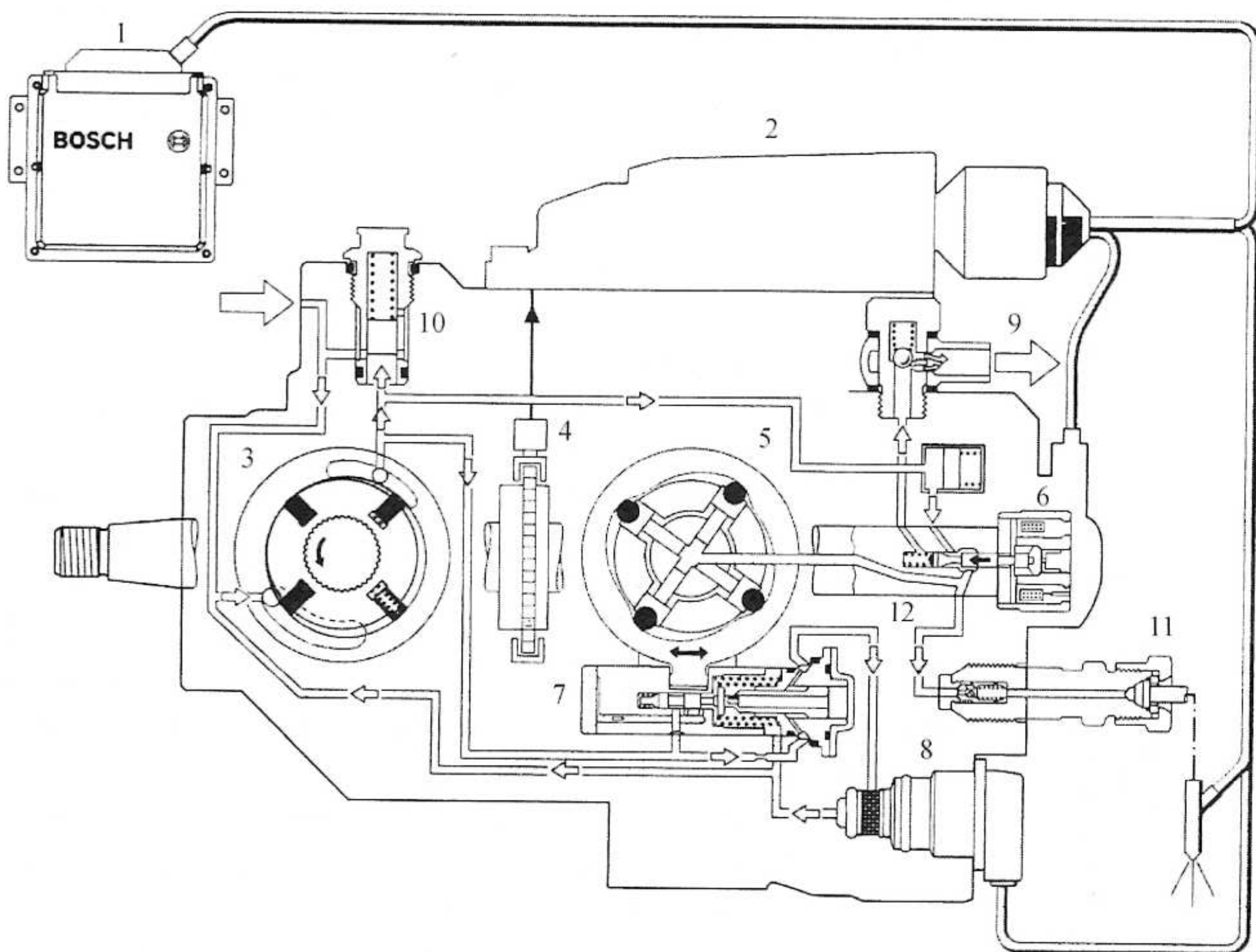
Drugim bardzo istotnym zespołem jest zespół sterujący wartość dawki paliwa. W omawianym wcześniej rozwiązaniu mechanicznym wartość dawki zależała od




**Rys. 15.13.** Schemat elektronicznego układu wtrysku z rozdzielaczową promieniową pompą wtryskową [47]

*1* — zbiornik paliwa, *2* — filtr paliwa, *3* — pompa wtryskowa, *4* — sterownik pompy, *5* — wtryskiwacz, *6* — świeca żarowa, *7* — sterownik świec żarowych, *8* — czujnik temperatury cieczy chłodzącej, *9* — czujnik prędkości obrotowej wału korbowego, *10* — czujnik temperatury zasysanego powietrza, *11* — masowy przepływomierz powietrza, *12* — czujnik ciśnienia doładowania, *13* — turbosprężarka, *14* — nastawnik zaworu recyrkulacji spalin, *15* — nastawnik zaworu upustu spalin, *16* — pompa podciśnienia, *17* — akumulator, *18* — zestaw wskaźników (sygnały zużycia paliwa, prędkości obrotowej itd.), *19* — czujnik położenia pedału przyspieszenia, *20* — stycznik sprzęgła, *21* — stycznik układu hamulcowego, *22* — czujnik prędkości jazdy, *23* — nastawnik regulatora prędkości jazdy, *24* — sprężarka klimatyzacji, *25* — lampka kontrolna i złącze diagnostyczne

ilości paliwa doprowadzonego do przestrzeni między tłoczkami w fazie ich ruchu odśrodkowego (w fazie napełniania). W układzie zelektronizowanym o wartości przetłaczanej do wtryskiwacza dawki paliwa decyduje elektromagnetyczny zawór wysokiego ciśnienia *6*, który zamyka przelew paliwa z przestrzeni tłoczenia między tłoczkami w chwili ich skrajnego zewnętrznego położenia. Odpowiada to początkowi tłoczenia paliwa. Od tej chwili paliwo jest przetłaczane z przestrzeni między tłoczkami do odpowiedniego przyłącza i dalej przewodami wtryskowymi do wtryskiwacza. Niezbędną synchronizację z aktualnym położeniem pierścienia krzywkowego zapewnia czujnik położenia kątowego wałka pompy wtryskowej *4*. Koniec tłoczenia dawki paliwa jest regulowany również przez zawór elektromagnetyczny wysokiego ciśnienia *6* w wyniku otwarcia przelewu *9*. Spadek ciśnienia w przewodzie wtryskowym powoduje osiadanie iglicy wtryskiwacza. Jak zatem widać, podstawową cechą omawianej rozdzielaczowej pompy wtryskowej jest możliwość elektronicznego sterowania początku wtrysku paliwa (kąta wyprzedzenia wtrysku) oraz dawki dostarczanej do cylindra. Jest to bardzo istotna zaleta, gdyż umożliwia korygowanie

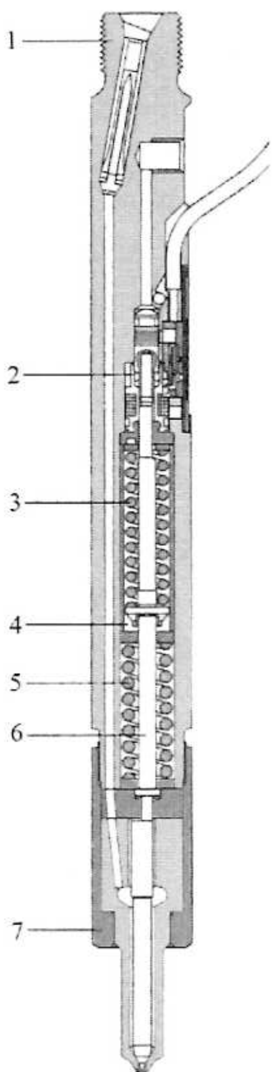



**Rys. 15.14.** Schemat działania rozdzielaczowej pompy wtryskowej sterowanej elektronicznie
*1* — sterownik silnika, *2* — sterownik pompy, *3* — łopatkowa pompa przetłaczająca (obrócona o 90°), *4* — czujnik kąta obrotu, *5* — promieniowa pompa wysokiego ciśnienia (obrócona o 90°), *6* — elektromagnetyczny zawór wysokiego ciśnienia, *7* — przestawiacz wtrysku (obrócony o 90°), *8* — zawór elektromagnetyczny przestawiacza wtrysku, *9* — przyłącze przelewowe, *10* — regulator ciśnienia, *11* — przyłącze przewodu wtryskowego, *12* — rozdzielacz obrotowy [47]

wartości tych parametrów i pozwala na szybką ich optymalizację przez ciągłą kontrolę pracy silnika. Kontrola ta jest możliwa dzięki licznym czujnikom, rejestrującym parametry pracy, przetwarzane następnie w sterowniku silnika i pompy wtryskowej. W efekcie otrzymuje się optymalne wartości parametrów regulowanych ze względu na przyjęte cele.

## Wtryskiwacze paliwa

Bardzo często stosowane wtryskiwacze paliwa są wyposażone w dwie szeregowo ustawione sprężyny dociskowe oraz czujnik wzniosu iglicy rozpylacza (rys. 15.15). Układ dwu szeregowo ustawionych sprężyn jest wprowadzony w celu uzyskania wtrysku dwufazowego. Najpierw ma miejsce wstępny, wcześniejszy wtrysk niewielkiej dawki paliwa, która inicjuje proces spalania, a dopiero w drugiej fazie — dawki głównej. Dzięki temu proces spalania dawki głównej rozpoczyna się prawie bez zwłoki samozapłonu. Poprawia to warunki spalania oraz pozwala na sterowanie przebiegu wydzielania się ciepła (w efekcie — przebiegu ciśnienia w komorze spalania) przez kontrolę przebiegu charakterystyki dawkowania paliwa. Sprzyja także zmniejszeniu szybkości narastania ciśnienia i zmniejsza hałaśliwość pracy



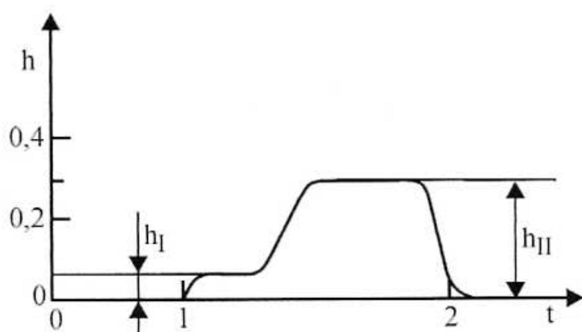

**Rys. 15.15.** Przekrój wtryskiwacza dwusprężynowego z czujnikiem wzniosu iglicy [47]

*1* — obsada wtryskiwacza, *2* — czujnik wzniosu iglicy, *3* — sprężyna dociskowa I stopnia, *4* — podkładka prowadząca, *5* — sprężyna dociskowa II stopnia, *6* — popychacz, *7* — obsada rozpylacza

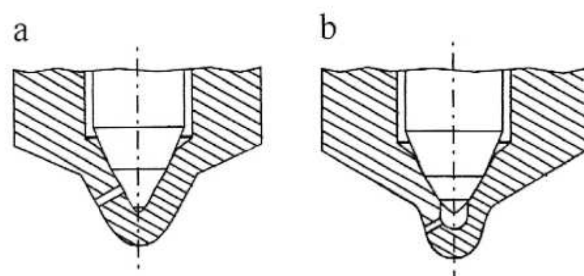
silnika. W wyniku zastosowania omawianego rozwiązania uzyskuje się przebieg krzywej wzniosu iglicy wtryskiwacza przedstawiony na rys. 15.16.

Wznios iglicy na wysokość $h_I$ wynika z ugięcia jedynie sprężyny I stopnia (poz. *3*, rys. 15.15). Dalszy wznios, do osiągnięcia wartości $h_{II}$, następuje w wyniku uginania obu sprężyn jednocześnie. Zastosowanie dwu sprężyn ogranicza także zjawisko drgań rozpylacza i układu sprężyn. Wprowadzony czujnik wzniosu iglicy jest wykorzystywany do ciągłej kontroli rzeczywistego kąta wyprzedzenia wtrysku. W sprzężeniu zwrotnym współpracuje ze sterownikiem silnika i pompy wtryskowej (*3* i *4*, rys. 15.13).

Coraz częściej są stosowane końcówki rozpylacza otworkowego z gniazdem zamykane końcówką iglicy (rys. 15.17*a*) zamiast rozpylaczy otworkowych ze studzienką (rys. 15.17*b*). Rozwiązanie z rys. 15.17*a* zmniejsza możliwość niekontrolowanego wypływu pozostałej w studzience reszty paliwa. Ponieważ wypływ ten przebiega bez właściwego, dobrego rozpylenia paliwa, wywołuje zwiększenie emisji węglowodorów. Może także wpływać na zapiekanie się otworków w rozpylaczu.




**Rys. 15.16.** Charakterystyczny przebieg wzniosu *h* iglicy dwustopniowego wtryskiwacza w zależności od czasu otwarcia *t*




**Rys. 15.17.** Rozwiązania końcówki rozpylacza

*a* — z zamkniętą studzienką, *b* — z otwartą studzienką

**Układ kontrolujący stan pracy silnika** (patrz rys. 15.13)

W skład tego układu wchodzą czujniki prędkości obrotowej silnika i położenia wału korbowego *9*, czujniki temperatury cieczy chłodzącej *8*, czujniki temperatury powietrza zasilającego *10*, czujniki ciśnienia doładowania *12*, przepływomierz powietrza zasysanego przez sprężarkę *11*. Omawiany zespół czujników wprowadza dane charakteryzujące stan pracy silnika do sterownika silnika *4* oraz do sterownika pompy wtryskowej. Dane te służą do regulacji zgodnie z zaprogramowaną mapą charakterys-

tyk odpowiednich parametrów: dawki i kąta wyprzedzenia jej wtrysku. Służą także do sterowania procesami dodatkowymi, jak upustem spalin przed turbiną *15* czy też recyrkulacją spalin *14*.

**Zespół czujników analizujących decyzje kierowcy** (patrz rys. 15.13)

Podstawowym analizowanym parametrem jest położenie pedału przyspieszenia. Czujnik ten wprowadza do sterownika silnika *4* i dalej do sterownika pompy wtryskowej informację o decyzji kierowcy co do zmiany obciążenia silnika. Kolejne czujniki analizują fakt użycia pedału sprzęgła *20* i hamulca *21*. Te dwa czujniki służą głównie do wyłączania automatycznego nastawnika prędkości jazdy *23*, współpracującego z czujnikiem prędkości jazdy *22*, w czasie użycia hamulca lub sprzęgła podczas jazdy z włączonym układem utrzymywania zadanej prędkości samochodu (dawniej „ręczny gaz").

**Układy wykonawcze sterujące osprzętem silnika** (patrz rys. 15.13)

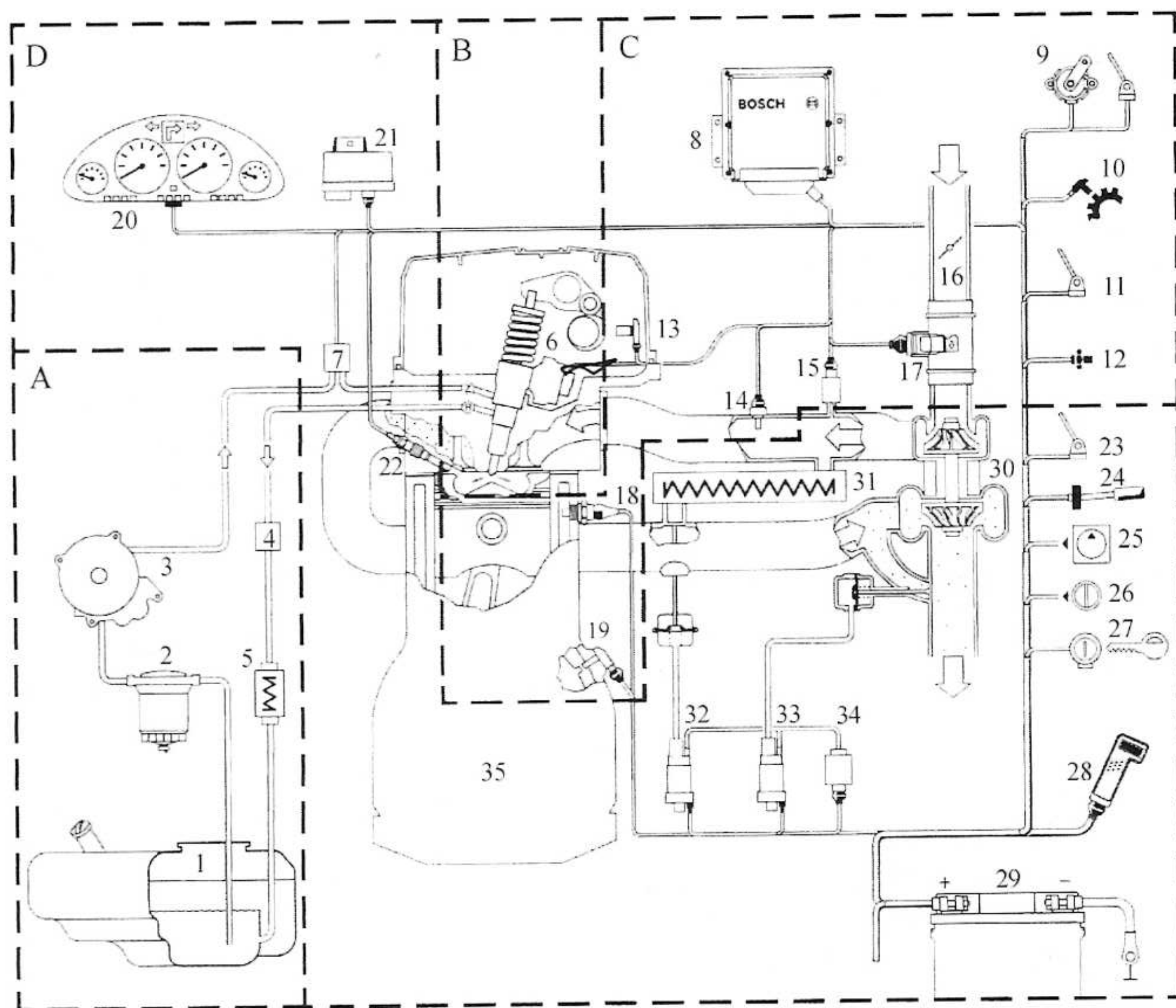
Do tej grupy należy nastawnik zaworu recyrkulacji spalin *14*. W dużym zakresie częściowych obciążeń silnika oraz w fazie uruchamiania i rozgrzewania zimnego silnika otwiera on zawór doprowadzający spaliny do kolektora dolotowego i dalej do cylindra silnika. Doprowadzenie gorących spalin do cylindra w czasie rozruchu silnika i jego rozgrzewania poprawia warunki odparowania paliwa oraz wpływa korzystnie na przebieg spalania. Przy obciążeniach częściowych w ustalonych warunkach termicznych obniża także emisję tlenków azotu przez zmniejszenie nadmiaru powietrza. Przy przejściu do pracy z obciążeniami maksymalnymi recyrkulacja zostaje wyłączona, gdyż ograniczenie napełniania świeżym ładunkiem powietrza wpływałoby na ograniczenie mocy silnika.

Ważnym zespołem zaliczanym do układu sterującego osprzętem silnika jest siłownik *15*, sterujący zaworem upustu spalin przed turbiną. Decyduje on o wydatku i ciśnieniu spalin zasilających turbinę, a w konsekwencji wpływa na wartość ciśnienia doładowania. Uruchamiany jest sygnałem ze sterownika silnika *4*, po przeanalizowaniu przez niego sygnałów dotyczących wydatku powietrza *11*, ciśnienia i temperatury powietrza doładowującego *10* i *12*, prędkości obrotowej silnika *9*, położenia pedału przyspieszenia *19*.

Podsumowując należy jasno podkreślić, że z pierwotnego rozwiązania rozdzielaczowej pompy wtryskowej pozostał jedynie mechaniczny sposób wytwarzania ciśnienia w jednej wirującej sekcji tłoczków oraz rozdział dawki paliwa obrotowym rozdzielaczem. Sterowanie kąta wyprzedzenia wtrysku, dawki, nawet przekazywanie informacji o decyzji kierowcy, przejęły na siebie elektroniczne układy rejestrujące, przetwarzające dane i sterujące urządzeniami wykonawczymi. Umożliwia to optymalizację parametrów regulacyjnych silnika, a w konsekwencji pozwala na spełnienie coraz ostrzejszych norm z zakresu ochrony środowiska, jak również wymagań dużej sprawności ogólnej i trwałości silnika.

### 15.3.3. Układy zasilania z pompowtryskiwaczami

W układzie zasilania tego typu wytworzenie ciśnienia i wtrysk dawki paliwa do cylindra zapewnia pompowtryskiwacz. Przetłaczanie paliwa następuje w części

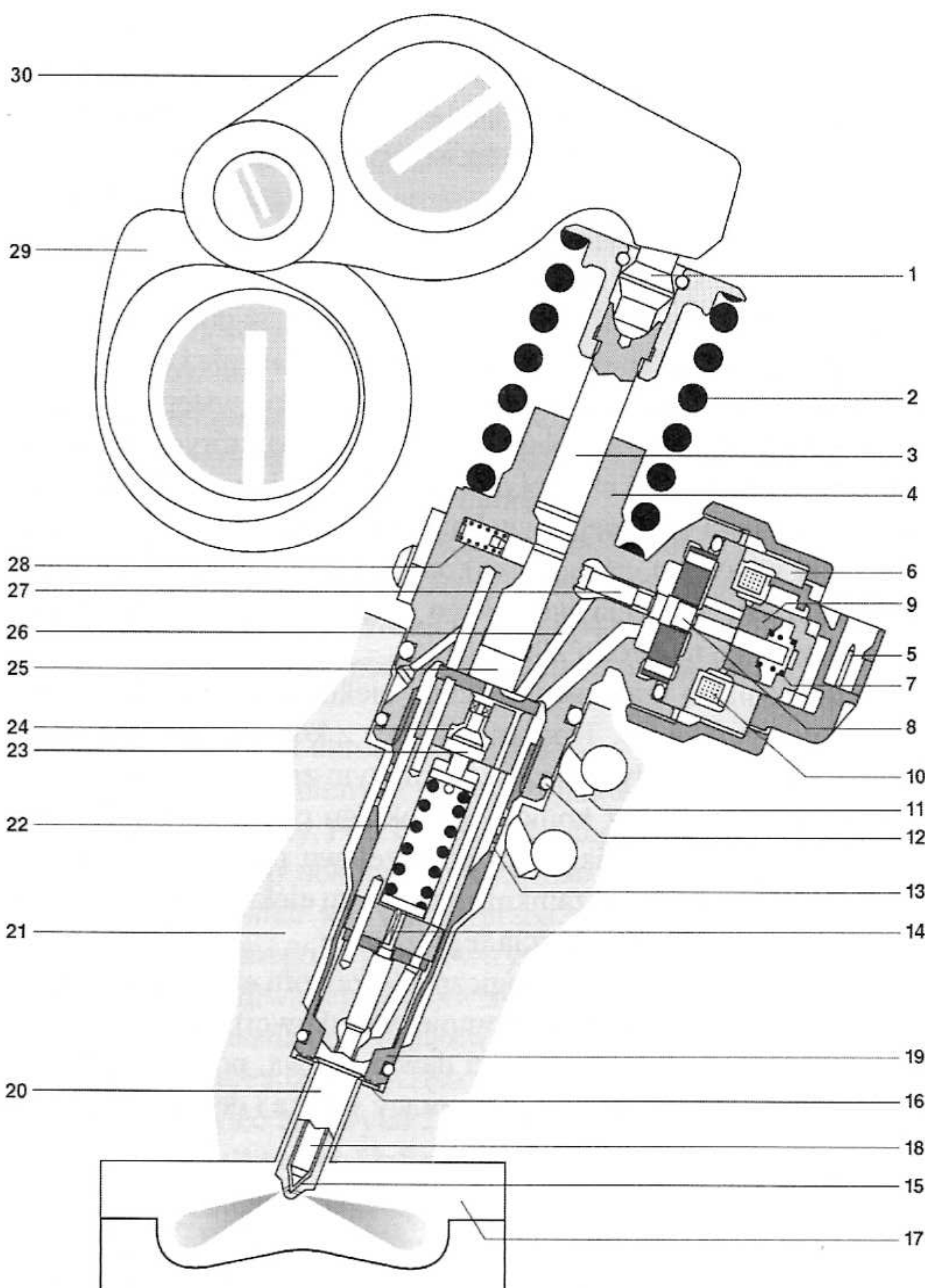



**Rys. 15.18.** Schemat elektronicznego układu zasilania silnika ZS z pompowtryskiwaczami [68]
*1* — zbiornik paliwa, *2* — filtr paliwa, *3* — pompa paliwa z zaworem zwrotnym, *4* — zawór redukcyjny ciśnienia, *5* — chłodnica paliwa, *6* — pompowtryskiwacz, *7* — czujnik temperatury paliwa, *8* — sterownik, *9* — czujnik pedału przyspieszenia, *10* — czujnik prędkości jazdy (indukcyjny), *11* — czujnik pedału hamulca, *12* — czujnik temperatury powietrza, *13* — czujnik prędkości obrotowej wału rozrządu (czujnik Halla), *14* — czujnik temperatury zasysanego powietrza, *15* — czujnik ciśnienia doładowania, *16* — przepustnica przewodu dolotowego, *17* — masowy przepływomierz powietrza, *18* — czujnik temperatury silnika (cieczy chłodzącej), *19* — czujnik prędkości obrotowej wału korbowego (indukcyjny), *20* — zestaw wskaźników (sygnały zużycia paliwa, prędkości obrotowej itd.), *21* — włącznik świec żarowych, *22* — świeca żarowa sztabkowa, *23* — czujnik pedału sprzęgła, *24* — dźwignia regulatora prędkości jazdy (FGR), *25* — sprężarka klimatyzacji, *26* — panel sterowania klimatyzacji, *27* — wyłącznik zapłonu, *28* — złącze diagnostyczne, *29* — akumulator, *30* — turbosprężarka, *31* — chłodnica spalin recyrkulowanych, *32* — zawór recyrkulacji spalin, *33* — zawór ciśnienia doładowania, *34* — pompa podciśnienia, *35* — silnik

ciśnieniowej, działającej na zasadzie przemieszczania tłoczka w cylinderku. Tłoczek jest napędzany od krzywki na wale rozrządu lub specjalnym wale krzywkowym za pośrednictwem dźwigni z rolką. Właściwy kąt wyprzedzenia wtrysku oraz odpowiednią dawkę paliwa uzyskuje się za pomocą układu elektronicznego sygnałami ze sterownika silnika. Schemat powiązań sterowanych elektronicznie zespołów silnika, czujników analizujących stan pracy silnika oraz zespołów wykonawczych pokazano na rys. 15.18.

Należy tu dodać, że tak rozbudowany układ jest stosowany głównie do silników pojazdów osobowych i dostawczych charakteryzujących się znamionowymi prędkoś-

ciami obrotowymi dochodzącymi do $n = 4000 \div 5000$ obr/min. W rozwiązaniach typowych dla silników samochodów ciężarowych w zasadzie nie są stosowane np. układy termoanemometryczne, służące do pomiaru masowego wydatku powietrza, sterowane elektronicznie przepustnice powietrza na dolocie do sprężarki itp. Niemniej ogólna zasada sterowania pompowtryskiwacza jest taka sama, jak w silnikach samochodów osobowych.




**Rys. 15.19.** Budowa i zasada działania pompowtryskiwacza sterowanego elektronicznie [68]
*1* — końcówka tłoczka, *2* — sprężyna powrotna, *3* — tłoczek, *4* — korpus pompowtryskiwacza, *5* — złącze elektryczne, *6* — rdzeń elektromagnesu, *7* — sprężyna wyrównawcza, *8* — igła zaworu elektromagnetycznego, *9* — kotwica, *10* — cewka elektromagnesu, *11* — przelew paliwa (obwód niskiego ciśnienia), *12* — uszczelka, *13* — otwory dolotowe (ok. 350 wierconych laserowo otworów służących jako filtr), *14* — zderzak hydrauliczny (zespół tłumiący), *15* — gniazdo igły rozpylacza, *16* — pierścień uszczelniający, *17* — komora spalania silnika, *18* — igła rozpylacza, *19* — nakrętka mocująca, *20* — rozpylacz, *21* — głowica cylindrów, *22* — sprężyna rozpylacza, *23* — suwak, *24* — komora, *25* — przestrzeń wysokiego ciśnienia, *26* — kanał odciążający komorę wysokiego ciśnienia, *27* — gniazdo zaworu elektromagnetycznego, *28* — sprężyna zaworu elektromagnetycznego, *29* — wał rozrządu, *30* — popychacz rolkowy

Niżej omówiono podstawowe elementy układu.

**Pompowtryskiwacz sterowany elektronicznie** (rys. 15.19)

Podstawową funkcją pompowtryskiwacza jest przetłoczenie dawki paliwa do rozpylacza i wtryśnięcie dawki dobrze rozpylonego paliwa do cylindra. Funkcja tłoczenia i rozpylania jest realizowana w sposób analogiczny do mechanicznego rozwiązania pompowtryskiwacza. Chwila wtrysku (kąt wyprzedzenia wtrysku) oraz dawka są sterowane sygnałem elektrycznym. Funkcje przetłaczania paliwa (pompy wtryskowej) spełnia tłoczek *3* napędzany dźwignią *30* od wałka krzywkowego *29*. Powrót tłoczka jest wywoływany działaniem sprężyny *2*. Funkcję wtryskiwania spełnia rozpylacz *20* z unoszoną na skutek wzrostu ciśnienia iglicą *18*, która jest dociskana do gniazda sprężyną *22*. Siła nacisku sprężyny na iglicę rozpylacza decyduje o ciśnieniu wtrysku. Siła ta zależy od położenia zaworu *23*. Wraz ze wzrostem ciśnienia paliwa w komorze *25* suwak przesuwa się w dół, zwiększając napięcie wstępne sprężyny *22*. W ten sposób jest korygowane ciśnienie i charakterystyka dawkowania. Takie rozwiązanie daje możliwość wtrysku wstępnego (przy mniejszej sile w sprężynie i mniejszym ciśnieniu wtrysku), po którym w wyniku spadku ciśnienia w komorze rozpylacza nastąpi powrót iglicy w kierunku zamknięcia. Następną fazą jest wtrysk dawki głównej, wywołany znacznym już przemieszczeniem tłoczka *3*, znacznym wzrostem ciśnienia w komorze *25* i dalej przesunięciem suwaka *23*, zwiększeniem siły napięcia wstępnego sprężyny iglicy, a w efekcie zwiększeniem ciśnienia wtrysku nawet do 200 MPa.

Początek i koniec tłoczenia są realizowane dzięki elektronicznemu sterowaniu iglicą zaworu elektromagnetycznego *8*. Tłoczenie paliwa z komory wysokiego ciśnienia 25 do rozpylacza możliwe jest tylko przy zamkniętym zaworze *27*. Zawór ten otwiera lub zamyka przepływ paliwa z komory wysokiego ciśnienia kanałem odciążającym *26* przez przestrzeń napełniania *13* do przelewu paliwa *11*. Początek tłoczenia paliwa rozpoczyna się w czasie zamknięcia zaworu elektromagnetycznego *27*, koniec tłoczenia odpowiada chwili otwarcia tego zaworu.

Takie rozwiązanie (w pewnym sensie analogiczne do zaworu elektromagnetycznego wysokiego ciśnienia w rozdzielaczowej pompie wtryskowej) umożliwia elektroniczne sterowanie początku wtrysku i wartości dawki paliwa, po uwzględnieniu i przeanalizowaniu wielu parametrów dotyczących pracy silnika i decyzji kierowcy.

**Niskociśnieniowy układ zasilania i przelewu**

Układ ten (patrz rys.15.18) składa się ze zbiornika *1*, zespołu filtrów *2*, wyporowej pompy paliwa *3* (rolkowej lub zębatej), obwodu powrotu paliwa z chłodnicą paliwa *5*.

**Zespół czujników kontrolujących stan pracy silnika**

Układ ten (patrz rys. 15.18) rejestruje na bieżąco wiele parametrów charakteryzujących stan pracy silnika. Informacje w postaci sygnałów elektrycznych są przekazywane do sterownika silnika *8*.

W skład zespołu wchodzą następujące czujniki:

— czujnik temperatury paliwa *7*, który wpływa na zwiększenie lub zmniejszenie przelewu paliwa wokół oprawy pompowtryskiwacza (pompowtryskiwacz jest

ogrzewany nie tylko od gorącej głowicy, ale także w wyniku sprężania i przepływu paliwa, co wymaga chłodzenia w celu zapobieżenia powstawaniu korków parowych; intensywność przepływu jest sterowana zaworem redukcyjnym *4* na powrocie paliwa przewodem przelewowym, a chłodzenie następuje w chłodnicy paliwa *5*, która jest wymiennikiem ciepła między paliwem a cieczą chłodzącą pobieraną ze zbiornika wyrównawczego; przepływ paliwa jest uruchamiany okazjonalnie sygnałem ze sterownika *8*);

— czujnik położenia pedału przyspieszenia *9*, który zastępuje połączenie mechaniczne w dawnych rozwiązaniach i generuje informację do sterownika o decyzji kierowcy co do obciążenia silnika;
— czujnik prędkości jazdy *10*, współpracujący z prędkościomierzem i licznikiem kilometrów, a także z regulatorem prędkości jazdy (dawniej „ręczny gaz”);
— czujniki położenia pedału hamulca *11* i sprzęgła *23*, służące m.in. do szybkiego wyłączania automatycznego regulatora prędkości jazdy w przypadku konieczności hamowania;
— czujnik temperatury powietrza otoczenia zewnętrznego pojazdu *22*;
— czujnik prędkości obrotowej wału rozrządu *13*, który służy do identyfikacji położenia tłoka (cyklu pracy cylindra);
— czujnik temperatury powietrza za sprężarką *14* i czujnik ciśnienia doładowania *15*, współpracujące z przepływomierzem powietrza *17* i służące do określenia masowego wydatku powietrza i jego parametrów;
— czujnik temperatury pracy silnika (cieczy chłodzącej) *18*, służący do oceny stanu cieplnego silnika;
— czujnik prędkości obrotowej silnika *19*.

Sygnały z wymienionych wyżej czujników identyfikują parametry pracy silnika oraz decyzję kierowcy. Przesyłane są do sterownika silnika *8*. Głównym parametrem wyregulowanym po dokonaniu porównań z mapą zakodowaną w pamięci mikroprocesora sterownika jest kąt wyprzedzenia wtrysku (chwila zamknięcia zaworu elektromagnetycznego w pompowtryskiwaczu) oraz czas trwania wtrysku, a zatem wartość dawki paliwa (chwila otwarcia zaworu elektromagnetycznego).

Na podstawie analizy sygnałów zarejestrowanych przez czujniki sterownik *8* decyduje o pracy urządzeń osprzętu silnika. Należą do nich:

— włącznik świec żarowych *21*, uruchamiający grzanie świec *22* przed rozruchem zimnego silnika w niskich temperaturach;
— wyłącznik napędu sprężarki klimatyzacji *25*; układ automatycznie wyłącza sprężarkę klimatyzacji w przypadku szczytowych obciążeń mechanicznych (momentem obrotowym) oraz termicznych silnika;
— zawór recyrkulacji spalin *32* (patrz p. 15.3.2);
— zawór upustu spalin przed turbiną *33*, służący do korekty wydatku sprężarki;
— przepustnica powietrza *16*, przymykana sekwencyjnie sterownikiem z jednoczesnym powolnym zmniejszaniem dawki paliwa w celu łagodnego zmniejszenia prędkości obrotowej silnika przy próbie jego wyłączenia podczas pracy ze znaczną prędkością obrotową.

W powyższej sytuacji następuje również automatyczne otwarcie upustu spalin. Wał turbiny i sprężarki obraca się ze znaczną prędkością obrotową. Jego łożysko jest

smarowane olejem z układu smarowania silnika. Gwałtowne zatrzymanie silnika oznacza spadek ciśnienia i zmniejszenie wydatku oleju w łożysku osi turbosprężarki. Ten węzeł jest obciążony kinematycznie — bardzo dużą prędkością obrotową, oraz cieplnie — temperaturą od turbiny. Olej spełnia tu dwie role: elementu smarującego łożysko oraz odprowadzającego ciepło, musi być zatem doprowadzany pod ciśnieniem również w fazie zwalniania i wyhamowywania biegu turbiny.

Omawiany układ elektronicznie sterowanego przepływomierza analizuje właściwie te same parametry pracy silnika co opisany układ z pompą rozdzielaczową. Istotną różnicą jest tu wyeliminowanie wysokociśnieniowych przewodów wtryskowych między pompą a wtryskiwaczami. Brak przewodów wtryskowych oraz przeniesienie elektromagnetycznego zaworu wysokiego ciśnienia bezpośrednio do zespołu pompowtryskiwacza wpływa na poprawę powtarzalności zarówno wartości dawki paliwa, jak i początku wtrysku.

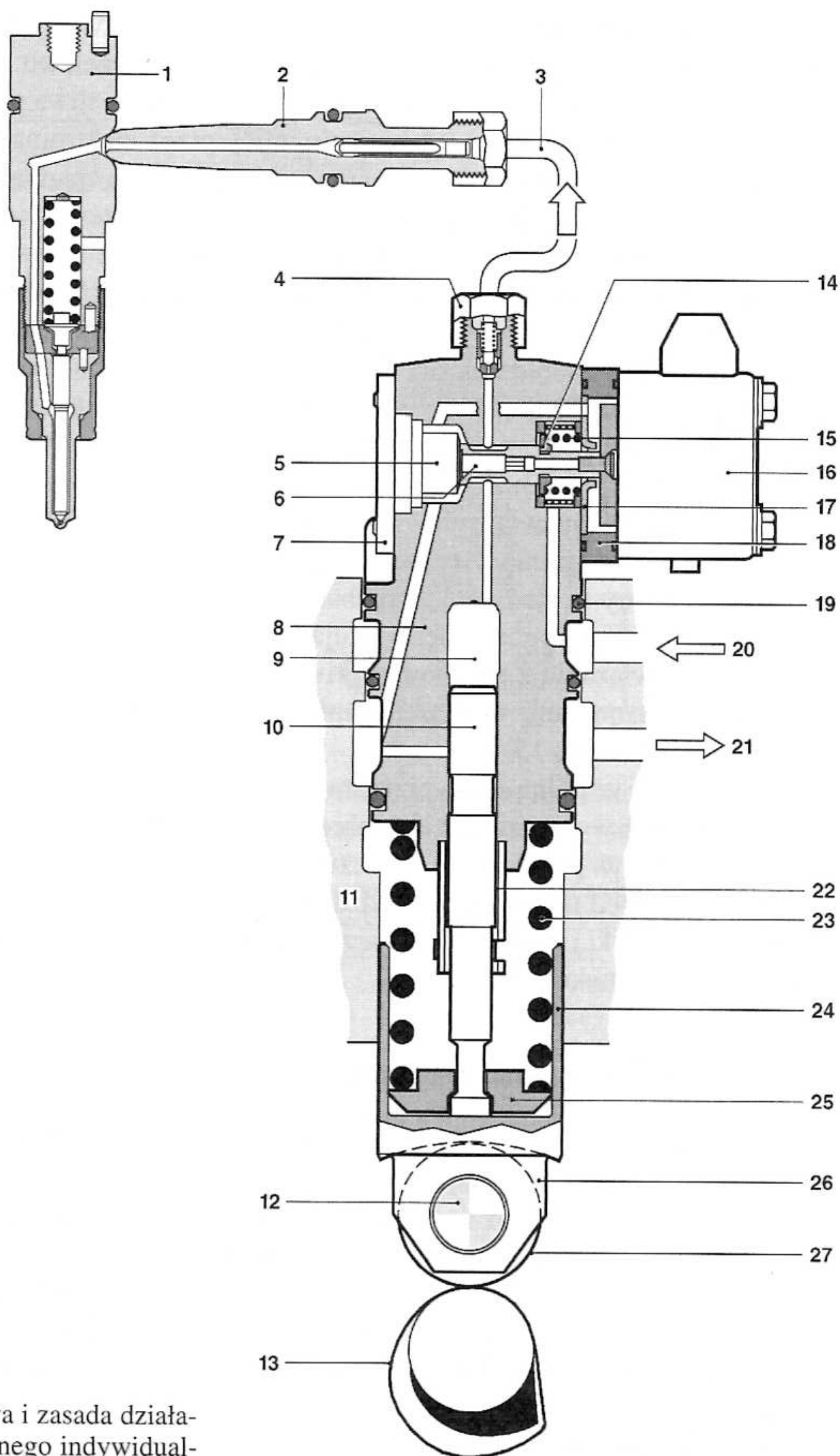
### 15.3.4. Układy zasilania z indywidualnym zespołem pompy i wtryskiwacza

Zespół pompy wtryskowej i wtryskiwacza w zasadzie jest stosowany w silnikach samochodów ciężarowych. Składa się z indywidualnych pomp wtryskowych po jednej na każdy cylinder silnika, napędzanych od krzywki wału rozrządu umieszczonego w nowszych rozwiązaniach w okolicy górnej płyty kadłuba. W gniazdach tej płyty są osadzone pompy wtryskowe, których popychacze rolkowe współpracują z dodatkową krzywką na wale rozrządu. Pompa jest wyposażona w elektromagnetyczny zawór sterowany sygnałem ze sterownika silnika. Sterownik współpracuje z wieloma czujnikami i elementami wykonawczymi urządzeń osprzętu silnika. Rozwiązanie to charakteryzuje się jednakową długością krótkich przewodów wtryskowych. Ich małe objętości wprowadzają zatem stosunkowo nieduże rozrzuty wartości dawki paliwa, jak również chwili wtrysku. Jest to zatem rozwiązanie korzystniejsze w porównaniu z rozdzielaczową pompą wtryskową.

Pompy rozdzielaczowe mogą obsługiwać najwyżej 6 cylindrów. Omawiane zespoły mogą obsługiwać w zasadzie ich dowolną liczbę. Stosowanie pompowtryskiwaczy do silników samochodów ciężarowych wymuszałoby przeniesienie wału rozrządu do głowicy silnika lub zastosowanie dodatkowego wału krzywkowego w głowicy, służącego jedynie do napędu pompowtryskiwaczy. Dlatego też można powiedzieć, że pompowtryskiwacze z zasady są spotykane w tych silnikach, w których wał rozrządu jest umieszczony w głowicy silnika (dotyczy to zatem silników samochodów osobowych i dostawczych), indywidualne zaś zespoły pompy wtryskowej i wtryskiwacza — w silnikach z wałem rozrządu umieszczonym w kadłubie (co dotyczy raczej silników samochodów ciężarowych).

Konstrukcję i zasadę działania takiego zespołu pokazano na rys. 15.20.

Indywidualna pompa wtryskowa jest napędzana popychaczem rolkowym, współpracującym z krzywką na wale rozrządu. Ruch unoszenia popychacza jest przeniesiony na tłoczek *10*. Powrót układu następuje pod wpływem siły sprężyny *23*. Przetłaczanie paliwa z komory wysokiego ciśnienia *9* do przewodu wtryskowego i dalej wtryskiwacza jest możliwe tylko wówczas, gdy iglica *6* zaworu elektromagnetycznego *16* zamyka drogę paliwa do przewodu przelewowego *21*. (Wówczas iglica jest




**Rys. 15.20.** Budowa i zasada działania zelektronizowanego indywidualnego zespołu pompy i wtryskiwacza

*1* — obsada wtryskiwacza, *2* — króciec, *3* — przewód wysokiego ciśnienia, *4* — złącze gwintowe, *5* — zderzak, *6* — igła zaworu elektromagnetycznego, *7* — płytka, *8* — korpus pompy, *9* — przestrzeń wysokiego ciśnienia, *10* — tłoczek pompy, *11* — blok cylindrów silnika, *12* — sworzeń rolki popychacza, *13* — krzywka, *14* — talerzyk sprężyny, *15* — sprężyna zaworu elektromagnetycznego, *16* — korpus zaworu z cewką i rdzeniem elektromagnesu, *17* — płytka kotwicy, *18* — przekładka, *19* — uszczelka, *20* — dopływ paliwa (niskie ciśnienie), *21* — odpływ paliwa, *22* — ogranicznik tłoczka, *23* — sprężyna popychacza, *24* — tuleja popychacza, *25* — talerzyk sprężyny, *26* — ucha popychacza, *27* — rolka popychacza [68]

przemieszczana siłą działania elektromagnesu *16* w prawo.) Początek tłoczenia paliwa rozpoczyna się zatem w momencie zamknięcia przelewu zaworem elektromagnetycznym. Koniec tłoczenia, a zatem i wartość dawki paliwa przypada na chwilę otwarcia omawianego zaworu (zwolnienie iglicy przez elektromagnes i przemieszczenie jej w lewo pod wpływem działania sprężyny *15* aż do oparcia iglicy *6* o zderzak *5*). W takim położeniu jak na rysunku następuje połączenie komory wysokiego ciśnienia z przelewem *21*, spadek ciśnienia w przewodzie wtryskowym wywołuje zamknięcie iglicy wtryskiwacza *1*. Następuje wówczas także połączenie przyłącza dopływu paliwa z przestrzeniami wokół sprężyny *15* oraz zderzaka *5* z komorą *9*. Umożliwia to napełnienie komory *9* w czasie suwu powrotu tłoczka *10*. Otwarcie iglicy wtryskiwacza *1* następuje w wyniku wzrostu ciśnienia w rozpylaczu. Konstrukcje wtryskiwaczy mogą zapewniać uzyskanie wtrysku dwufazowego, jak w przypadku omówionym w p. 15.3.2.

We wszystkich omawianych w rozdziale 15.3 rozwiązaniach podstawowe parametry, tj. kąt wyprzedzenia wtrysku oraz dawka paliwa są sterowane elektronicznie. Sygnał elektryczny ze sterownika uruchamia zawór elektromagnetyczny. Sterownik uzyskuje analogiczne sygnały identyfikujące parametry pracy silnika i decyzji kierowcy, jak w rozwiązaniu z pompowtryskiwaczem (patrz p. 15.3.3). Układ powiązań sterownika z czujnikami oraz układami wykonawczymi osprzętu silnika można prześledzić na rysunku 15.18.

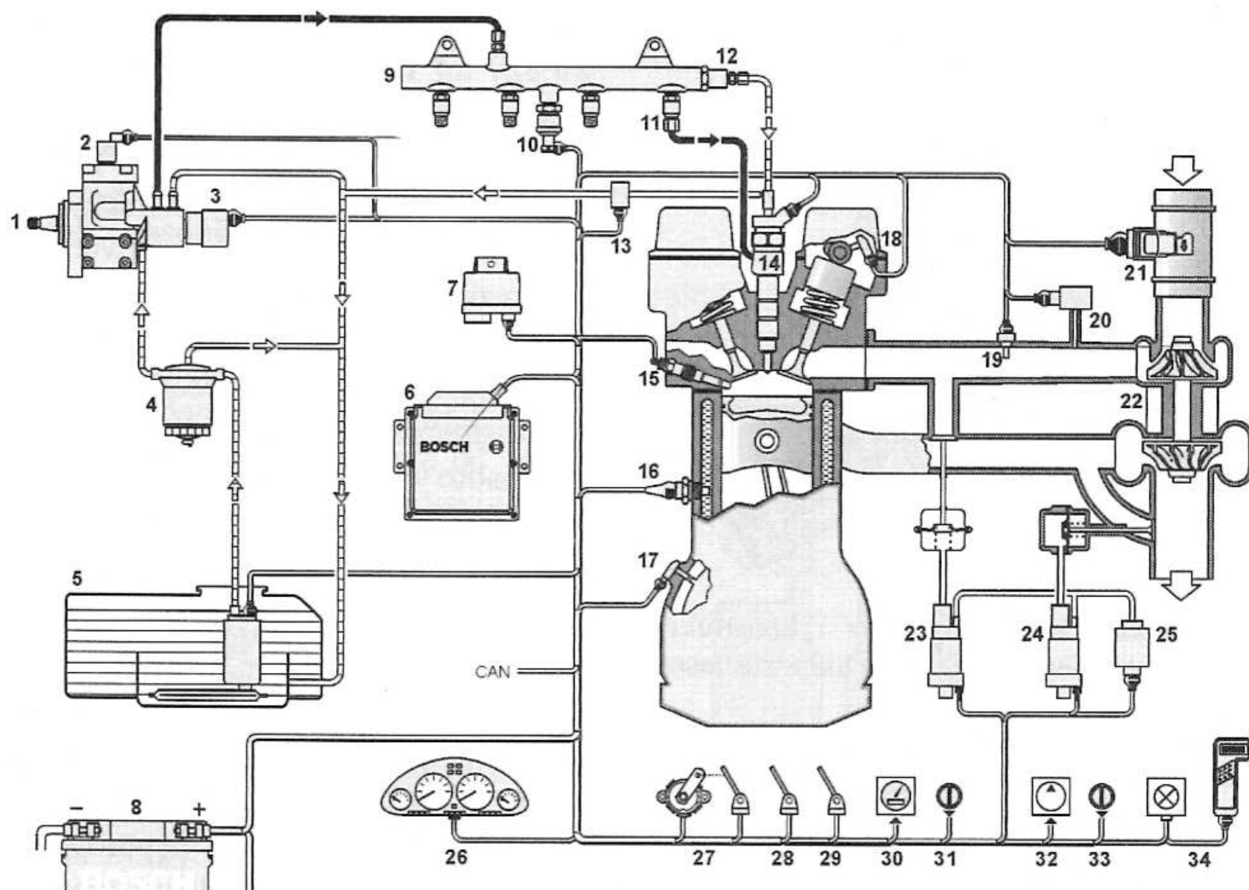
Jeszcze jedną wspólną cechą przedstawianych powyżej rozwiązań jest tradycyjny tłoczkowy sposób wytwarzania ciśnienia paliwa i jego przetłaczania do wtryskiwacza lub rozpylacza (w pompowtryskiwaczu). Jak wspomniano już wcześniej, także mechaniczny napęd tłoczka wprowadza pewne ograniczenia z powodu kinematyki współpracy krzywki i popychacza. Narzuca też pewne ograniczenia w kształtowaniu charakterystyki dawkowania paliwa.

### 15.3.5. Zasobnikowy układ zasilania

Układ zasobnikowy (rys. 15.21) znacznie różni się w swoich założeniach od układów omówionych wcześniej. Rosnące wymagania co do precyzji sterowania i powtarzalności takich parametrów, jak kąt wyprzedzenia wtrysku, dawka paliwa oraz ciśnienie wtrysku wymusiły konieczność oddzielenia funkcji tłoczenia paliwa od sterowania parametrów wtrysku. Wprowadzono zatem niezależną od prędkości obrotowej silnika pompę wysokiego ciśnienia, zapewniającą utrzymywanie stałego, dużego (sięgającego 200 MPa) ciśnienia paliwa w zasobniku (szynie zbiorczej — z angielskiego *common rail*).

Elektronicznie sterowane wtryskiwacze elektromagnetyczne lub piezoelektryczne w tym układzie mają za zadanie realizować wtrysk dawki paliwa. Należy także podkreślić, że otwarcie wtryskiwacza zależy jedynie od zadziałania zaworu elektromagnetycznego. Ciśnienie paliwa nie odgrywa tu roli wiodącej (jak to ma miejsce w rozwiązaniach z sekcjami tłoczącymi).

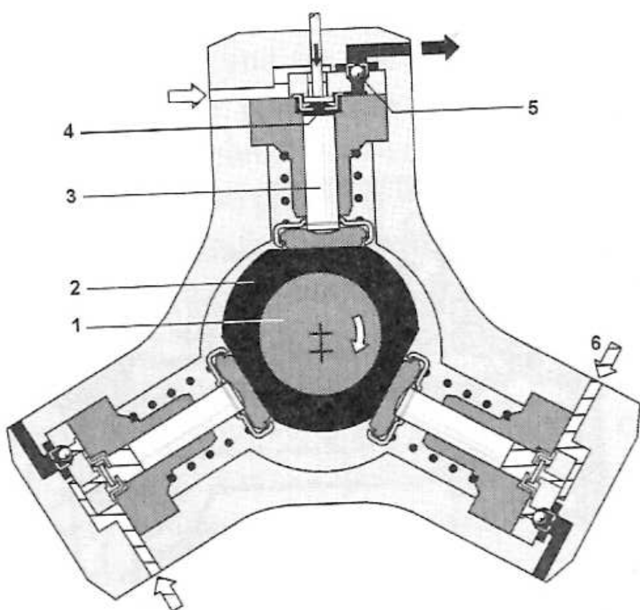
W skład tego układu wchodzą następujące zespoły, szczególnie różniące się zasadą działania oraz spełnianymi funkcjami od omawianych poprzednio, opartych na sekcji tłoczącej.




**Rys. 15.21.** Schemat zasobnikowego układu zasilania (Common Rail) silnika ZS [67]
*1* — pompa wysokiego ciśnienia, *2* — zawór elektromagnetyczny wyłączania sekcji tłoczącej, *3* — zawór regulacyjny ciśnienia, *4* — filtr paliwa, *5* — zbiornik paliwa z filtrem wstępnego oczyszczania i pompą zasilającą, *6* — sterownik silnika, *7* — sterownik świec żarowych, *8* — akumulator, *9* — zasobnik paliwa wysokiego ciśnienia, *10* — czujnik ciśnienia w zasobniku, *11* — ogranicznik przepływu, *12* — zawór redukcyjny ciśnienia, *13* — czujnik temperatury paliwa, *14* — wtryskiwacz, *15* — świeca żarowa, *16* — czujnik temperatury cieczy chłodzącej, *17* — czujnik prędkości obrotowej wału korbowego, *18* — czujnik prędkości obrotowej wału rozrządu, *19* — czujnik temperatury zasysanego powietrza, *20* — czujnik ciśnienia doładowania, *21* — masowy przepływomierz powietrza, *22* — turbosprężarka, *23* — nastawnik recyrkulacji spalin, *24* — nastawnik ciśnienia doładowania, *25* — pompa podciśnienia, *26* — zestaw wskaźników, *27* — czujnik pedału przyspieszenia, *28* — styczniki hamulców, *29* — wyłącznik sprzęgła, *30* — czujnik prędkości jazdy, *31* — zespół włączania regulatora prędkości jazdy, *32* — sprężarka klimatyzacji, *33* — wyłącznik sprężarki klimatyzacji, *34* — lampka kontrolna silnika ze złączem diagnostycznym

## Pompa wysokiego ciśnienia z zaworami wyłączania sekcji i regulacji ciśnienia

Jest to pompa promieniowa wyporowa (rys. 15.22), napędzana najczęściej od wału rozrządu silnika. Obracający się wałek wyposażony w krzywkę mimośrodową *1* współpracuje z popychaczem pierścieniowym *2*, który wprawia w ruch tłoczki sekcji *3*. Pompa działa na zasadzie ssania i tłoczenia, jest zatem wyposażona w zawór wlotowy *4* i wylotowy *5*. Paliwo jest dostarczane do zaworów wlotowych pod ciśnieniem wytworzonym przez elektryczną pompę rolkową lub zębatą zanurzoną w zbiorniku po przejściu przez zestaw filtrów. Wszystkie elementy pompy wysokiego ciśnienia są smarowane olejem napędowym. Zapewnia ona utrzymanie ciśnienia na poziomie 130÷200 MPa. Charakterystyczną cechą tego rozwiązania jest bardzo duża sprawność mechaniczna, sięgająca 90%. Pompa ta pobiera znacznie mniej mocy niż

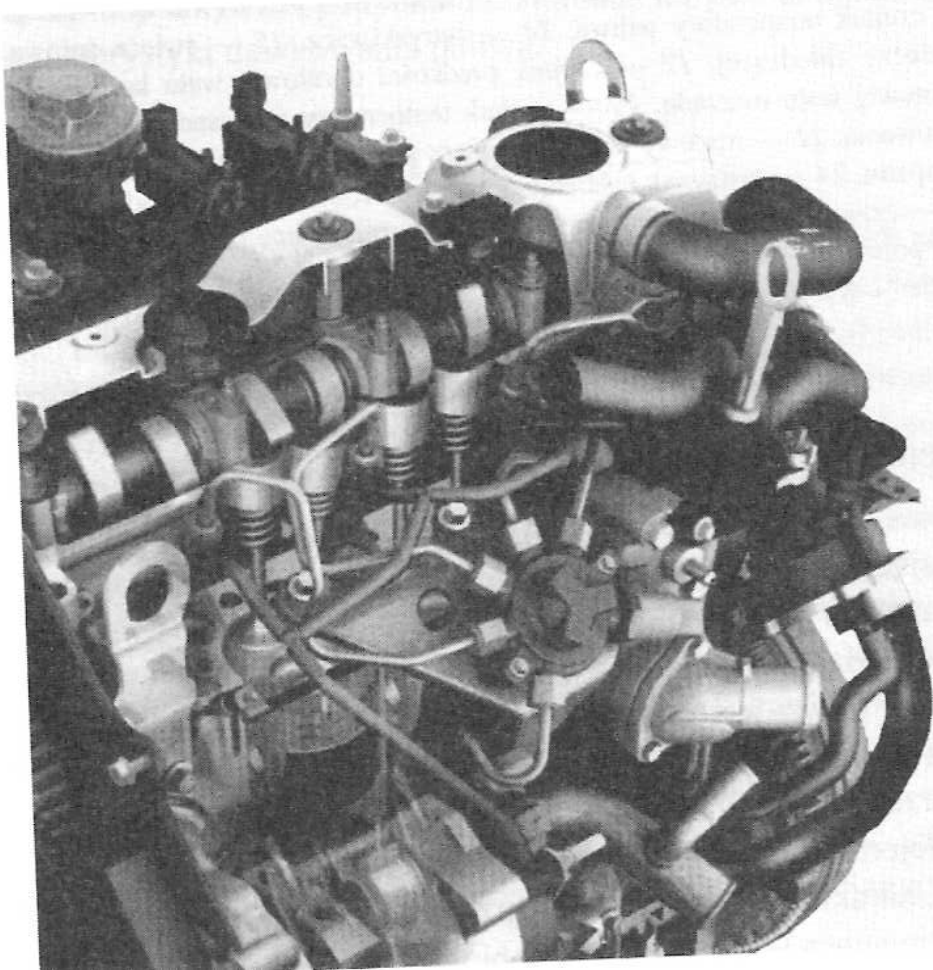



**Rys. 15.22.** Zasada działania i konstrukcja pompy wysokiego ciśnienia w układzie zasobnikowym [67]
*1* — krzywka mimośrodowa, *2* — popychacz pierścieniowy, *3* — tłoczek sekcji, *4* — zawór wlotowy, *5* — zawór wylotowy, *6* — dopływ paliwa

równorzędna jej pompa rozdzielaczowa czy też rzędowa. Do zmniejszenia mocy pobieranej przez pompę w przypadku małych wydatków paliwa płynącego z zasobnika do wtryskiwaczy zawory wlotowe *4* mogą być otwierane w sposób okresowy przy użyciu elektromagnetycznego siłownika. W tym czasie paliwo nie jest tłoczone pod dużym ciśnieniem do zaworu wylotowego 5. Ponadto w pompie (czasami w zasobniku) jest zabudowany zawór regulacji ciśnienia.

**Zasobnik paliwa** (*9*, rys. 15.21)

W układach Common Rail pierwszej generacji jest to wysokociśnieniowy zbiornik w postaci rury biegnącej wzdłuż głowicy silnika, usytuowany możliwie blisko wtryskiwaczy w celu poprowadzenia możliwie krótkich przewodów wysokiego ciśnienia. Zasobnik jest wyposażony w zawór *12*, którego zadaniem jest utrzymanie założonej wartości ciśnienia. Ponadto w każdym przyłączu przewodu wysokiego ciśnienia jest wbudowany zawór odcinający przepływ *11* w przypadku



**Rys. 15.23.** Rozmieszczenie elementów układu wtryskowego Common Rail drugiej generacji na silniku FORD Focus TDCi

nadmiernego wydatku paliwa płynącego do wtryskiwaczy (uszkodzenie wtryskiwacza). Ciśnienie w zasobniku jest rejestrowane za pomocą czujnika *10*, którego sygnał jest przekazywany do sterownika *6*.

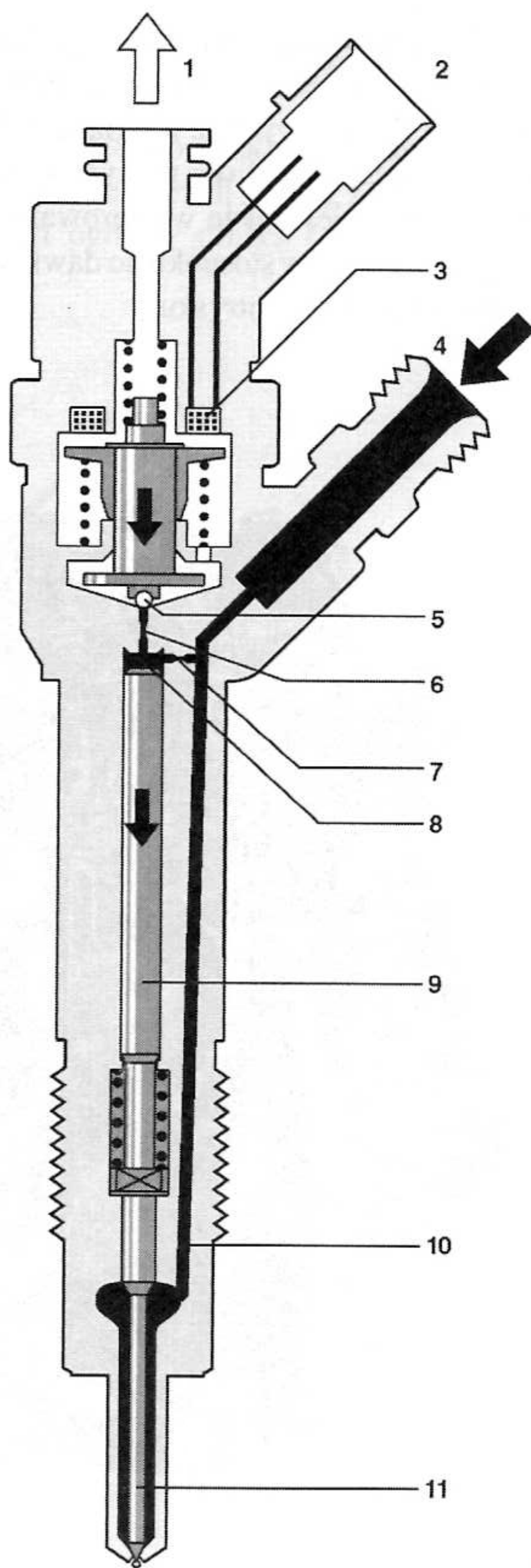
W układach Common Rail drugiej generacji zasobnik paliwa ma kształt zwartego zbiornika walcowego lub kuli, dzięki czemu występuje jednakowe ciśnienie w całej objętości zasobnika (rys. 15.23).

**Wtryskiwacz paliwa** (*14*, rys. 15.21)

Otwarcie lub zamknięcie wtryskiwacza jest wyzwalane sygnałem ze sterownika. Zasada działania (rys. 15.24) odbiega od omawianych wcześniej rozwiązań wtryskiwaczy.

Wtrysk paliwa jest możliwy oczywiście od chwili uniesienia iglicy *11*. Nastąpi to w wyniku zadziałania siły parcia na iglicę ku górze, pochodzącej od ciśnienia w komorze rozpylacza. Przeciwdziała temu stosunkowo mała siła w sprężynie i duża siła parcia pochodząca od ciśnienia w komorze *8* nad tłokiem *9*. Szybkie uniesienie tłoka i otwarcie rozpylacza (uniesienie iglicy *11*) jest możliwe w wyniku otwarcia zaworu *5* sterowanego elektromagnesem *3*, czemu towarzyszy spadek ciśnienia w komorze *8* (dławiony przepływ paliwa w przewodzie *7* nie uzupełnia ciśnienia w komorze *8*). Omawiany wcześniej układ sił unosi gwałtownie iglicę. Jest to początek wtrysku. Koniec wtrysku następuje w wyniku gwałtownego zamknięcia zaworu upustowego *5*.

Taki sposób sterowania ruchu iglicy pozwala na zachowanie praktycznie stałej wartości ciśnienia w czasie trwania wtrysku, a także na w zasadzie dowolne szybkie otwieranie i zamykanie wtryskiwacza. Daje to możliwość stosowania wtrysku wstępnego,



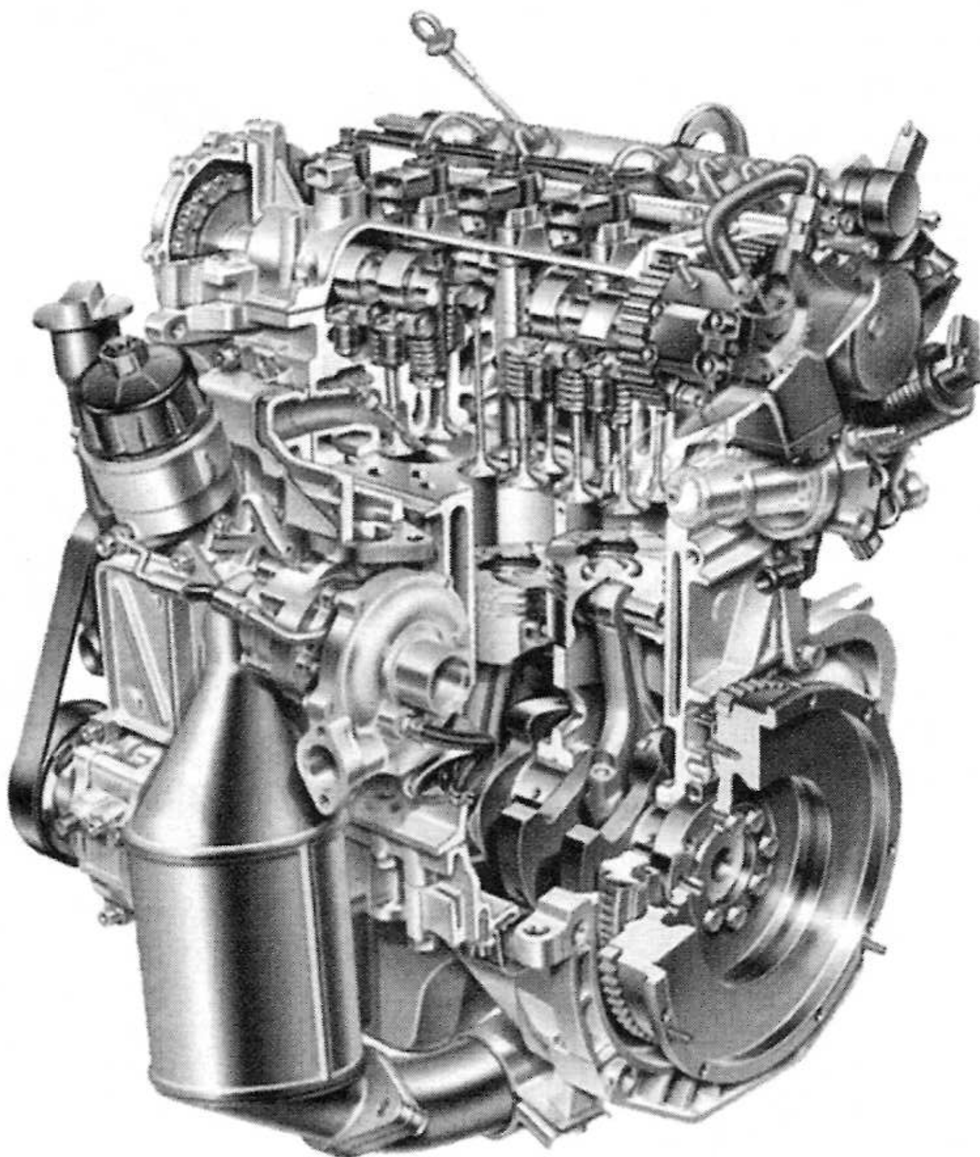

**Rys. 15.24.** Zasada działania wtryskiwacza współpracującego z zasobnikowym układem zasilania silnika ZS [67]

*1* — króciec przelewu paliwa, *2* — złącze elektryczne, *3* — cewka elektromagnesu, *4* — złącze dopływu paliwa wysokiego ciśnienia z zasobnika, *5* — kulka kotwicy zaworu, *6* — dławik odpływu, *7* — dławik dopływu, *8* — komora sterująca zaworu, *9* — tłoczek sterujący zaworu, *10* — kanał dopływu paliwa do rozpylacza, *11* — igła rozpylacza

wyprzedzającego wtrysk zasadniczy w sposób dowolny, uruchamiany sygnałem ze sterownika. Pozwala także na zastosowanie dotrysku w dowolnej fazie suwu rozprężania. Ta niewielka, ściśle określona dawka wtryśniętego paliwa (czasem już w początkowej fazie suwu wylotu) jest czynnikiem poprawiającym warunki redukcji tlenków azotu w określonych typach reaktorów katalitycznych (jest nośnikiem węglowodorów).

W najnowszych układach Common Rail stosuje się wtryskiwacze piezoelektryczne, charakteryzujące się bardzo krótką zwłoką, umożliwiające wtrysk wielofazowy.

Przedstawione trzy elementy układu zasobnikowego wprowadziły wyraźną zmianę w zasadzie funkcjonowania układu zasilania w porównaniu z poprzednio omówionymi. Wykorzystywanie w układzie Common Rail elektronicznego sterowania pracy wtryskiwacza umożliwia precyzyjne odmierzanie dawki paliwa o dużej powtarzalności. Możliwe jest także wysterowanie dawki wstępnej z optymalnie dostosowanym wyprzedzeniem w stosunku do dawki zasadniczej oraz precyzyjne odmierzanie dawki dodatkowej, tzw. dotrysku.



**Rys. 15.25.** Silnik 1,3 Multijet 16v o zmiennym wtrysku wielokrotnym (FIAT)

Silnikiem, w którym zastosowano zmienny wtrysk wielokrotny, jest silnik 1,3 Multijet 16v firmy FIAT (rys. 15.25). Wtrysk całej dawki paliwa jest podzielony na kilka części. O ich liczbie i wielkości decyduje elektroniczny sterownik zależnie od warunków pracy silnika. Na przykład przy zimnym silniku i małym momencie obrotowym następują dwa wtryski wstępne i jeden zasadniczy. Gdy temperatura cieczy chłodzącej przekroczy 60°C, najpierw ma miejsce jeden mały wtrysk wstępny, potem jeden zasadniczy, a następnie jeden dotrysk, w celu zmniejszenia emisji spalin. Dzięki tym kilku zmiennym wtryskom objętość jednorazowej dawki całkowitej pozostaje nie zmieniona, ale spalanie przebiega stopniowo i jest dokładniejsze. Wpływa to na zmniejszenie zużycia paliwa nawet o 15% i zwiększenie mocy silnika o ok. 12%.

Wszystkie te dodatkowe możliwości współczesnego układu zasilania pozwalają na poprawę sterowania procesu spalania i spełnienie ostrych norm z zakresu ochrony środowiska oraz uzyskanie dużej sprawności ogólnej silnika i polepszenie jego parametrów użytecznych.

16 ROZDZIAŁ

# Układy dolotowe i wylotowe

## 16.1. Wprowadzenie

W klasycznych rozwiązaniach tłokowych silników spalinowych funkcje układu dolotowego i wylotowego były w zasadzie rozdzielone. Zadaniem układu dolotowego było doprowadzenie czynnika do cylindra silnika z zachowaniem możliwie małych oporów przepływu, w celu uzyskania dużego współczynnika napełnienia cylindrów. Opory przepływu były uzależnione od kształtu kolektorów dolotowych, a także od rodzaju filtra powietrza, który jest nieodzownym elementem wyposażenia układu dolotowego. Ponadto istotne było zachowanie możliwie najmniejszych różnic wartości współczynnika napełnienia między poszczególnymi cylindrami. Dodatkowo w silnikach ZI, w których dominowało zasilanie gaźnikowe, układ dolotowy w sposób istotny wpływał na skład mieszanki paliwowo-powietrznej. Kolejną zatem istotną funkcją było zapewnienie możliwie małych rozbieżności współczynnika nadmiaru powietrza, charakteryzującego ładunek dostarczany do każdego cylindra. W silnikach ZS rola układu dolotowego sprowadzała się do zapewnienia możliwie dużych wartości współczynnika napełnienia, przy niewielkich odchyleniach tego wskaźnika między poszczególnymi cylindrami.

W obu rodzajach silników układy wylotowe powinny zapewnić dobre opróżnienie cylindrów ze spalin i odprowadzić je poza obręb pojazdu, najczęściej poza krawędź tylną, ale do strefy dobrze omywanej przez strugi powietrza, tak aby nie były podsysane do wnętrza pojazdu.

W dawnych (ale i oczywiście we współczesnych) rozwiązaniach w układzie wylotowym zabudowane były tłumiki hałasu. Wpływały one na podwyższenie ciśnienia końca suwu wylotu, pogarszając warunki opróżniania cylindra. Należy jednak zauważyć, że nawet te proste ówczesne konstrukcje układów dolotowych i wylotowych były ze sobą powiązane. Konstruktorzy dostrzegli bowiem szansę na uzyskanie dobrego przepłukania komory spalania oraz na poprawę napełnienia cylindra przez dobór fazy przekrycia zaworów dolotowych i wylotowych. To powiązanie dynamiki wypływających spalin z dynamiką napływającego świeżego ładunku wpłynęło również na konstrukcję omawianych układów.

Od dawna stosowane jest także podgrzewanie powietrza w czasie nagrzewania zimnego silnika z wykorzystaniem ciepła unoszonego ze spalinami. Jest to bowiem pierwsze pojawiające się po uruchomieniu silnika możliwe do wykorzystania źródło ciepła.

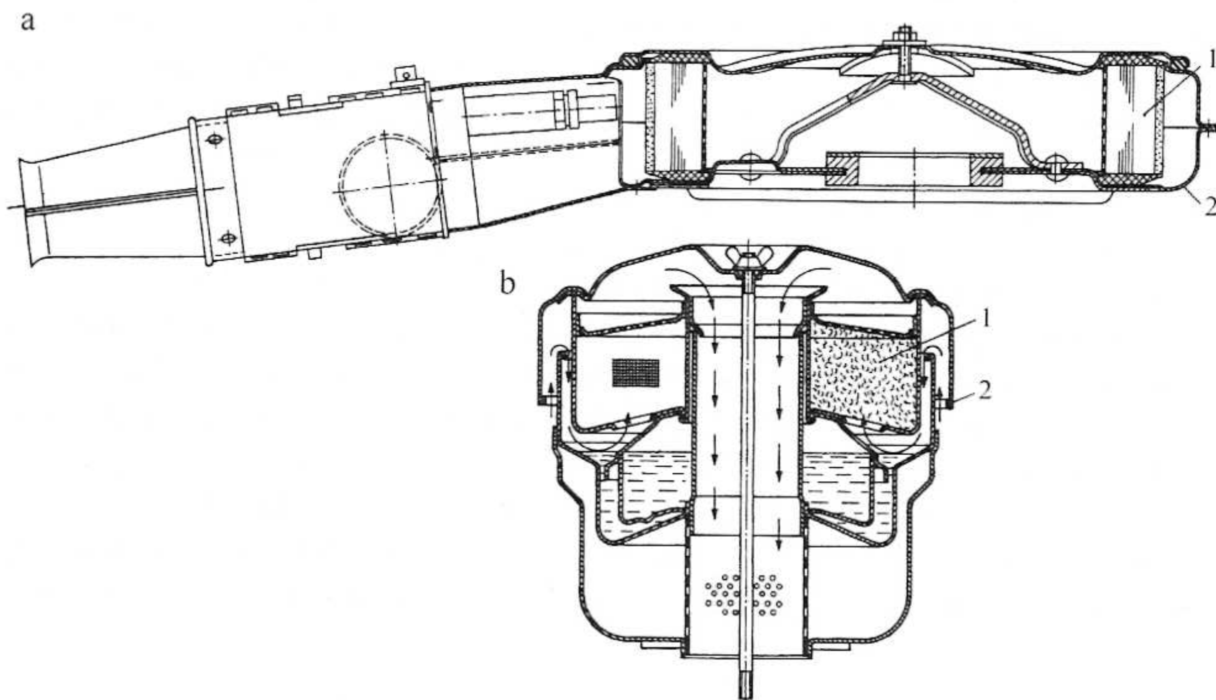
W kolejnych rozwiązaniach coraz nowocześniejszych konstrukcji pojawiały się dalsze powiązania układów dolotowego i wylotowego. Powszechnie stosowane doładowanie za pomocą turbosprężarki dotyczy współczesnych rozwiązań zarówno silników o zapłonie samoczynnym, jak też iskrowym.

Rozwiązaniem łączącym omawiane układy jest również recyrkulacja spalin. Uzasadnione staje się zatem omawianie obu układów jednocześnie.

## 16.2. Rys historyczny

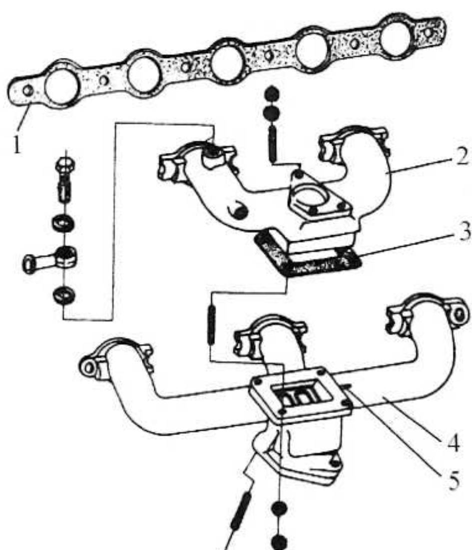
### 16.2.1. Układy dolotowe i wylotowe silników ZI

Za właściwe oczyszczanie zasysanego powietrza były odpowiedzialne dwa rodzaje filtrów: suche i mokre (rys. 16.1). Filtry zarówno jednego, jak i drugiego rodzaju są wyposażone w papierowy wkład filtracyjny, z tym że w filtrach mokrych powietrze przepływa tuż nad powierzchnią oleju, który zatrzymuje część zanieczyszczeń. Dalsze filtrowanie odbywa się w porowatym, papierowym wkładzie filtracyjnym.

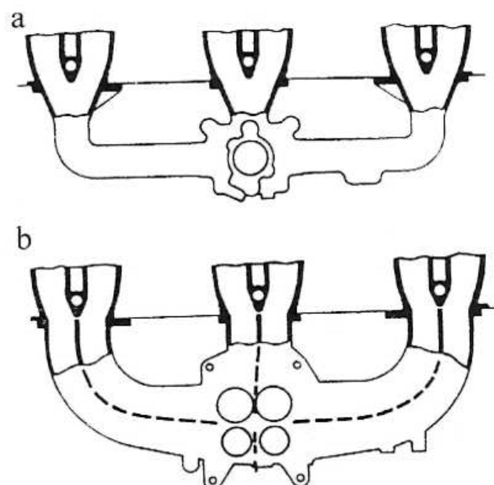



**Rys. 16.1.** Przekroje filtrów suchego (*a*) i mokrego (*b*) [69]
*1* — wkład filtra, *2* — obudowa filtra

W silnikach dolnozaworowych, w których kanały dolotowe i wylotowe były usytuowane po tej samej stronie kadłuba, stosowano często kolektor dolotowo-wylotowy o silnie współzależnym kształcie kanałów (rys. 16.2). Część wylotowa podgrzewała kolektor dolotowy. Intensywność tego ogrzewania można było zwiększyć w niskich temperaturach otoczenia, kierując strumień spalin na półkę kolektora dolotowego pod gaźnikiem.




**Rys. 16.2.** Kolektor dolotowo-wylotowy dolnozaworowego silnika ZI
*1* — uszczelka, *2* — przewód dolotowy, *3* — podkładka, *4* — przewód wylotowy, *5* — oś przesłony podgrzewacza mieszanki

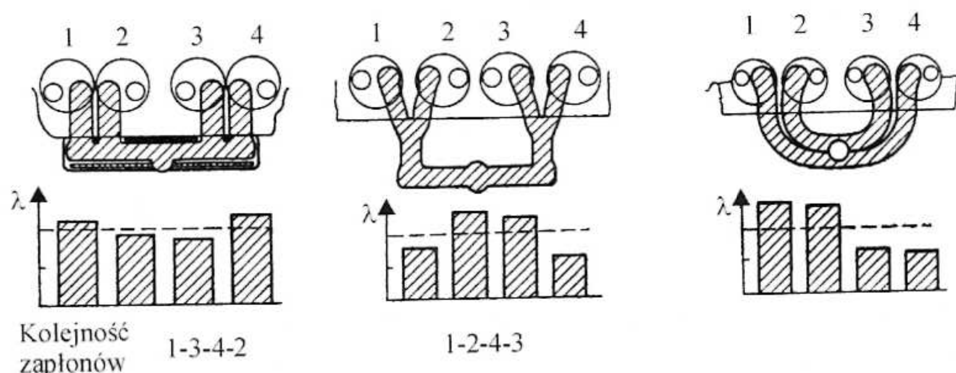



**Rys. 16.3.** Układ dolotowy sześciocylindrowego, rzędowego silnika ZI [52]
*a* — o indywidualnych kanałach dolotowych w głowicy, *b* — o indywidualnych kanałach dolotowych i indywidualnych odgałęzieniach kolektora dolotowego

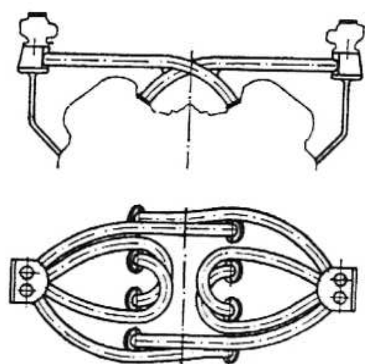
Z punktu widzenia dobrego odparowania paliwa i uzyskania jednorodnej mieszanki par paliwa i powietrza było to rozwiązanie korzystne. Niestety, w warunkach pracy silnika rozgrzanego, a szczególnie w wyższych temperaturach otoczenia, wpływało ono na pogorszenie napełnienia cylindra, ze względu na zbyt wysoką temperaturę ładunku. Sprzyjało ponadto wywołaniu spalania stukowego.

Silniki górnozaworowe charakteryzowały się już raczej ułożeniem kanałów dolotowych i wylotowych po przeciwnych stronach głowicy, zatem kolektory dolotowy i wylotowy zostały oddzielone. Dawało to większą swobodę w nadawaniu im odpowiedniego kształtu, szczególnie istotnego w przypadku kolektorów dolotowych, gdyż od tego zależała ilościowa (współczynnik napełnienia) i jakościowa (współczynnik nadmiaru powietrza) regulacja mieszanki. Stosunkowo korzystne pod tym względem rozwiązanie pokazano na rys. 16.3.

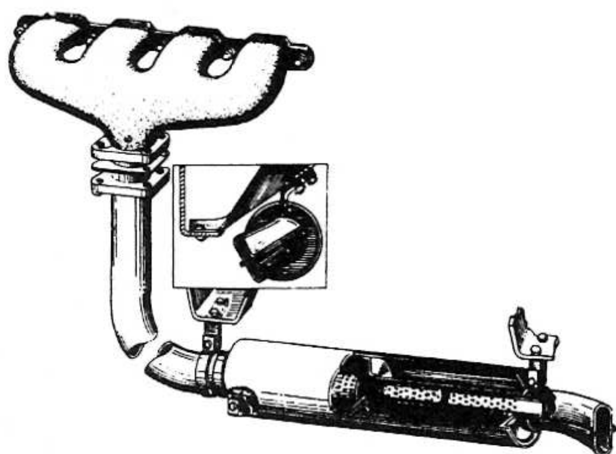
Różne długości i kształty kolektorów dolotowych i ich odgałęzień, różna kolejność zapłonów i wynikająca z niej kolejność otwierania zaworów dolotowych, a także zjawiska przepływowe występujące w gałęziach kanałów dolotowych i nakładające




**Rys. 16.4.** Różnice w jakości mieszanki dostarczanej do poszczególnych cylindrów przy różnych typach kolektorów dolotowych [52]



**Rys. 16.5.** Układ odgałęzień kolektora dolotowego ośmiocylindrowego silnika V8 o dwóch gaźnikach [52]



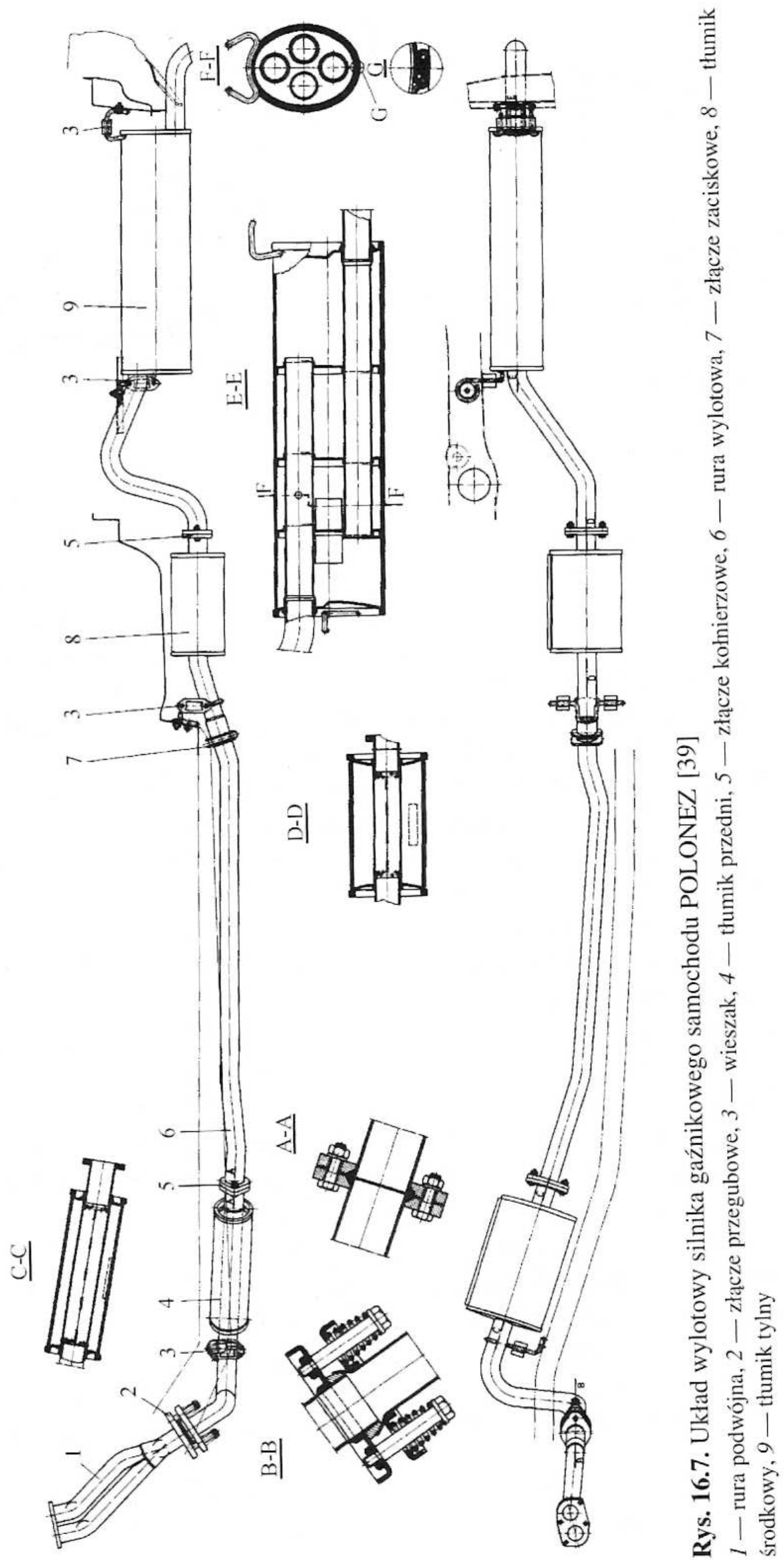
**Rys. 16.6.** Typowy układ wylotowy silnika ZI w samochodzie ciężarowym i dostawczym [69]

się zakłócenia od sąsiednich cylindrów wywołują nieuchronne różnice w składzie mieszanki palnej (rys. 16.4). Dotyczy to szczególnie silników wielocylindrowych zasilanych jednym gaźnikiem. Pewną poprawę niepowtarzalności współczynnika nadmiaru powietrza, a także współczynnika napełnienia uzyskano stosując układ dwugaźnikowy, szczególnie chętnie wykorzystywany w silnikach widlastych (rys. 16.5).

Umiejętne poprowadzenie odgałęzień kolektorów dolotowych w układach z jednym gaźnikiem zasilającym cylindry umieszczone w różnych rzędach oraz uwzględnienie kolejności zapłonów gwarantowało uzyskanie niezbyt dużych różnic zarówno w jakości, jak i w ilości dostarczanego ładunku. Jednak problem, szczególnie jeśli chodzi o różnice w jakości mieszanki pozostał nie do końca rozwiązany w całej historii rozwoju układów gaźnikowych.

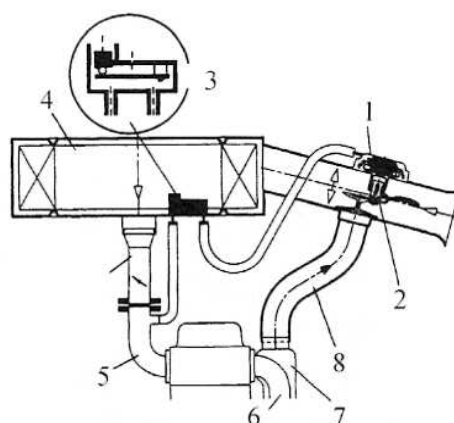
Dalszą poprawę w tym zakresie uzyskano stosując większą liczbę gaźników. Znane były sportowe silniki samochodowe, w których każdy cylinder był zasilany indywidualnym gaźnikiem. Te kosztowne rozwiązania nie były stosowane w pojazdach użytkowych. Ponadto stwarzały nowy problem — zapewnienia jednakowej regulacji każdego gaźnika (chociażby takiego samego stopnia uchylenia przepustnicy).

Układy wylotowe silników gaźnikowych składały się z kolektora spalin oraz rury wylotowej z tłumikami. Kolektor spalin, w formie żeliwnego odlewu, był odporny na działanie korozji oraz wysokich temperatur. Układ wylotowy samochodu ciężarowego lub dostawczego przedstawiono na rys. 16.6. W samochodach osobowych, w których istotny był problem wytłumienia hałasu, zazwyczaj były zabudowane dwa lub trzy tłumiki (rys. 16.7). Dwa pierwsze miały za zadanie głównie tłumienie pulsacji przez zastosowanie zewnętrznych zbiorników rozprężnych. Tłumik końcowy dodatkowo tłumił fale dźwiękowe, w wyniku wprowadzenia zmian kierunku przepływu spalin między komorami. Na rysunku 16.7 przedstawiono także miejsca łączenia kolejnych części układu wylotowego, jak również jego zawieszenia do nadwozia. Są to bardzo istotne węzły układu wylotowego — pierwsze ze względu na konieczność zachowania szczelności układu, która także w istotny sposób decyduje o emisji hałasu, drugie zaś ze względu na odizolowanie drgającego układu wylotowego od




**Rys. 16.7.** Układ wylotowy silnika gaźnikowego samochodu POLONEZ [39]

*1* — rura podwójna, *2* — złącze przegubowe, *3* — wieszak, *4* — tłumik przedni, *5* — złącze kołnierzowe, *6* — rura wylotowa, *7* — złącze zaciskowe, *8* — tłumik środkowy, *9* — tłumik tylny




**Rys. 16.8.** Schemat termostatycznego sterowania strumienia ogrzanego powietrza z bimetalowym zaworem recyrkulacji spalin

*1* — siłownik podciśnieniowy, *2* — termostat, *3* — element bimetaliczny, *4* — filtr powietrza, *5* — kolektor dolotowy, *6* — kolektor wylotowy, *7* — osłona, *8* — kanał doprowadzający ciepłe powietrze

nadwozia pojazdu. Obszerne informacje na temat układów wylotowych stosowanych do omawianego typu silników są zawarte w pracy [24].

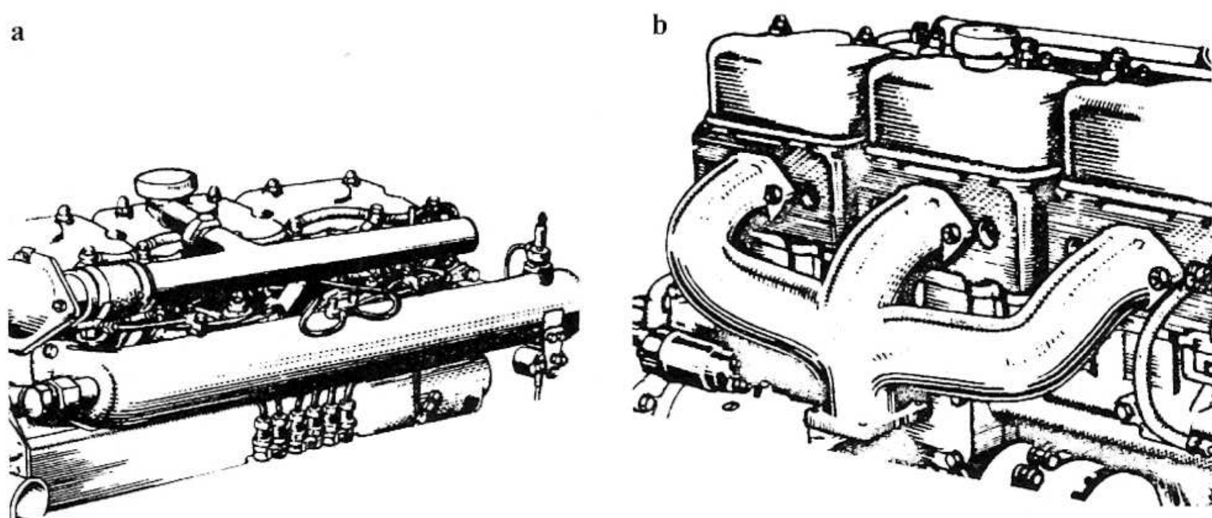
Powiązanie układu dolotowego i wylotowego w omawianych rozwiązaniach silników gaźnikowych ograniczało się (poza fazą przekrycia zaworów) do grzania ładunku dostarczanego do cylindra podczas nagrzewania silnika i w niskich temperaturach otoczenia. Często spotykane były termostatycznie sterowane układy doprowadzania powietrza do filtra. Termostat analizował temperaturę doprowadzanego do filtra (gaźnika) powietrza i otwierał lub zamykał przepływ powietrza z gorącego obszaru w okolicy kolektora wylotowego. Ten układ pozwalał na ciągłą regulację temperatury powietrza zasysanego. Pamiętać należy, że tego typu regulacja w znacznie wcześniejszych konstrukcjach należała do obowiązków obsługującego silnik (zmiana na warunki zimowe lub letnie). Należy tu dodać, że drugim czynnikiem wiążącym układ dolotowy i wylotowy była recyrkulacja spalin. W pierwszych zastosowaniach głównym jej celem było podgrzewanie ładunku w początkowym okresie po rozruchu zimnego silnika w niskich temperaturach. Spaliny były pierwotnym źródłem ciepła, które można było wykorzystać do ogrzania zasysanego ładunku (rys. 16.8).

Trzeba też pamiętać, że gaźnikowy sposób tworzenia mieszanki palnej wymagał ciągłego ogrzewania kolektora dolotowego cieczą z układu chłodzącego silnika (to rozwiązanie było typowe w tych silnikach, w których kolektory dolotowy i wylotowy znajdowały się po przeciwnych stronach głowicy). Omówione zagadnienie wpłynęło na poprawę warunków odparowania paliwa, ale negatywnie oddziaływało na napełnienie cylindra.

### 16.2.2. Układy dolotowe i wylotowe silników ZS

Wczesne konstrukcje silników ZS były wykonywane jako wolnossące. W takiej wersji układy dolotowe i wylotowe były stosunkowo proste (rys. 16.9). Układy dolotowe, wyposażone w filtry powietrza o budowie podobnej jak w przypadku silników ZI, miały za zadanie dbać o powtarzalność oraz dobre napełnianie kolejnych cylindrów.

Zadaniem układów dolotowych była dbałość o parametry ilościowe napełniania. Nie wpływały tak wyraźnie na jakość mieszanki palnej dostarczanej do cylindrów, jak miało to miejsce w gaźnikowych silnikach ZI. Należy tu jednak podkreślić, że mimo




**Rys. 16.9.** Kolektory dolotowy (*a*) i wylotowy (*b*) klasycznego wolnossącego silnika ZS

iż dawkę paliwa stosunkowo precyzyjnie odmierzała aparatura wtryskowa, to różnice w napełnieniu poszczególnych cylindrów wywołane kształtem kolektora dolotowego wpływały na wartości współczynnika nadmiaru powietrza. Miało to szczególne znaczenie w zakresie dużych obciążeń silnika. Problem ten był mniej istotny lub zgoła nieistotny przy obciążeniach częściowych, kiedy silnik ZS pracuje z dużym nadmiarem powietrza.

Podobnie jak układy dolotowe, tak i układy wylotowe były w wolnossących silnikach ZS mało skomplikowane i w zasadzie o rozwiązaniach podobnych do spotykanych w silnikach ZI. Istotnym zagadnieniem było powstanie zjawisk dynamicznych w obu układach (wylotowym i dolotowym), w celu uzyskania dobrego przepłukania cylindra w fazie współotwarcia zaworów dolotowego i wylotowego. Trzeba tu jednak dodać, że zagadnienie w porównaniu z silnikiem ZI było tu o tyle uproszczone, że przepłukanie w tym ostatnim odbywało się jedynie ładunkiem powietrza. Można zatem bez obawy o utratę świeżego ładunku paliwa przedłużyć czas współotwarcia zaworów. W silnikach wolnossących ZS raczej nie stosowano podgrzewania ładunku zasysanego powietrza od kolektora wylotowego. Rozruch zimnego silnika wymagał stosowania specjalnych świec żarowych, które podgrzewałyby ładunek powietrza w fazie rozruchu.

## 16.3. Współczesne układy dolotowe i wylotowe silników ZI

### 16.3.1. Uwagi ogólne

Silniki ZI w zastosowaniach trakcyjnych służą obecnie jedynie do napędu samochodów osobowych i motocykli. Są to silniki czterosuwowe. Z racji swojego przeznaczenia muszą charakteryzować się dużymi objętościowymi wskaźnikami mocy, co daje szanse na uzyskanie niedużej masy silnika. Osiągnięcie takiego efektu jest możliwe dzięki minimalnemu zwiększeniu prędkości obrotowych oraz zwiększeniu napełnienia cylindrów. Oba te zagadnienia wymagają zastosowania specjal-

nych rozwiązań układów dolotowych, o starannie dobranych kształtach i zmiennych parametrach geometrycznych w przypadku silników wolnossących oraz z zabudowanymi układami sprężarkowymi w wersji doładowanej.

W wersji niedoładowanej kształt i długość kolektora wywierają istotny wpływ na napełnienie cylindra. W zasadzie każdy współczesny układ dolotowy silnika ZI ma za zadanie oprócz wspomnianego wcześniej zapewnienia powtarzalności napełnienia oraz powtarzalności jakości mieszanki, wprowadzić efekt doładowania dynamicznego, wynikający z drgań słupa czynnika płynącego do cylindra.

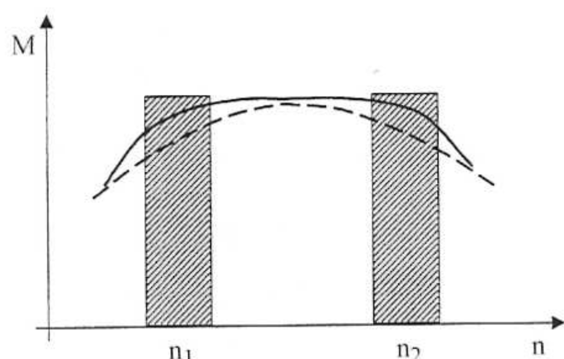
W dawnych rozwiązaniach układów dolotowych o zmiennych parametrach geometrycznych efekt ten mógł być wykorzystany w jednym zakresie prędkości obrotowej silnika. W celu rozszerzenia zakresu zastosowania doładowania dynamicznego wprowadzono powszechnie układy dolotowe o zmiennych parametrach geometrycznych. Niebagatelną rolę w dążeniu do uzyskania dużej wartości objętościowego wskaźnika mocy odgrywa także układ wylotowy, który oprócz klasycznych zadań opisanych wcześniej musi być starannie dopracowany pod względem minimalizacji oporów przepływu, a także pod kątem dobrej współpracy z układem dolotowym w fazie przekrycia zaworów. Chodzi tu o staranne opróżnienie cylindra z resztek spalin, szczególnie w zakresie maksymalnej mocy silnika.

We współczesnych silnikach układ wylotowy został rozbudowany o reaktory katalityczne. Zastosowanie ich wynika bezpośrednio z ostrych warunków normujących emisję związków toksycznych w spalinach. Układy wylotowe i dolotowe są z reguły sprzęgnięte układem recyrkulacji spalin. Wspomniane doładowanie silników ZI zazwyczaj jest realizowane mechanicznie napędzaną sprężarką. To rozwiązanie nie wprowadza wzajemnego powiązania układu wylotowego i dolotowego i jest stosowane ze względów recyrkulacji i dopasowania ciśnienia doładowania i wydatku czynnika do szybko zmieniających się warunków obciążenia silnika. W silnikach ZI do samochodów osobowych wyższej klasy lub sportowych jest spotykane także doładowanie turbosprężarkowe. Na ogół w układzie dolotowym doładowanego silnika ZI znajduje się chłodnica powietrza dostarczanego do cylindra.

### 16.3.2. Układy dolotowe silników wolnossących

W skład tego układu wchodzi filtr powietrza, którego rola została już opisana. Musi się on charakteryzować dużą skutecznością filtracji przy małych spadkach ciśnienia, co zapewniają odpowiednio ukształtowane papierowe wkłady filtracyjne. Aby uzyskać małe opory przepływu, z reguły zwiększa się pole powierzchni filtrującej. Prowadzi to do rozbudowania wymiarów zewnętrznych filtra, coraz częściej przyjmującego kształt prostopadłościanu (filtry panelowe).

Kolejny element układu, kolektor dolotowy, jest wykonany w formie odlewu ze stopu aluminium lub coraz częściej z tworzywa sztucznego. Z reguły w układzie o zmiennych parametrach geometrycznych ogólnie obowiązuje zasada, by wprowadzić w zakres prędkości obrotowych silnika co najmniej dwa obszary, w których można wykorzystać doładowanie dynamiczne. Sprowadza się to do dostarczania powietrza odgałęzieniami dłuższymi lub krótszymi. Doładowanie dynamiczne polega na zgraniu częstości drgań własnych słupa napływającego powietrza z częstością

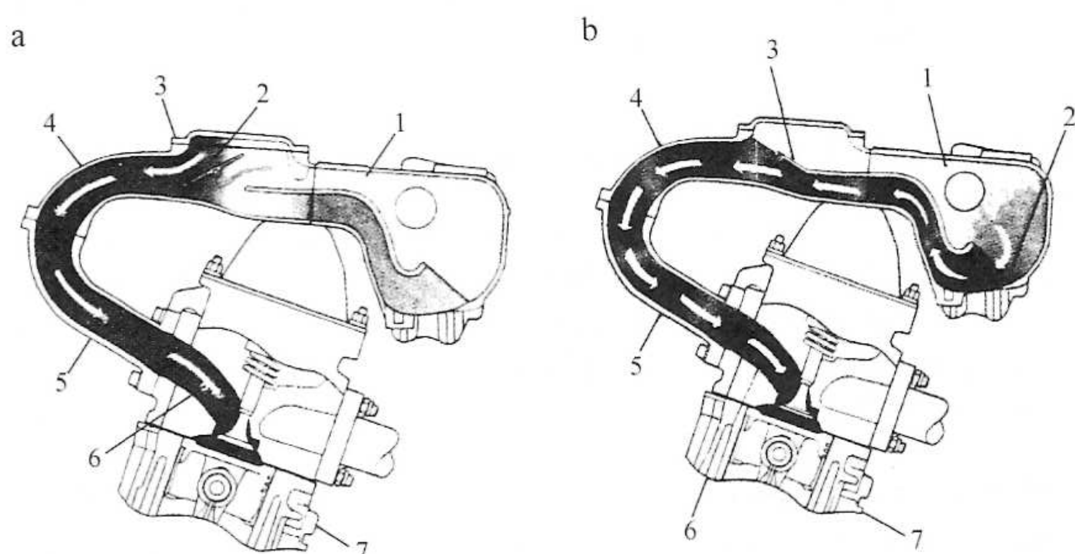



**Rys. 16.10.** Możliwość kształtowania zewnętrznej charakterystyki prędkościowej momentu obrotowego

linia kreskowa — z klasycznym kolektorem dolotowym o stałych parametrach geometrycznych, linia ciągła — z kolektorem o zmiennych parametrach geometrycznych umożliwiających uzyskanie doładowania dynamicznego w dwóch zakresach prędkości obrotowej silnika

otwierania zaworów dolotowych, a także zgrania fazy napływu powietrza na zawór z fazą otwarcia zaworów. Staranne rozwiązanie układu dolotowego o zmiennej długości oraz dostosowanie wydatku paliwa do wydatku powietrza umożliwiają poprawę kształtu charakterystyki zewnętrznej momentu obrotowego silnika. Przeważnie dąży się do rozszerzenia zakresu prędkości obrotowych silnika, przy których występuje moment obrotowy o dużej wartości. Poprawia to zdecydowanie charakterystykę prędkościową momentu silnika, a także wpływa na zwiększenie jego elastyczności. Więcej informacji na temat kształtowania elastyczności momentu obrotowego znaleźć można w pracy [41]. Porównanie charakterystyki silnika, w którym jest wykorzystywany efekt dynamicznego doładowania w dużych zakresach prędkości obrotowych z charakterystyką silnika o stałych parametrach geometrycznych układu dolotowego bez wykorzystania tego efektu przedstawiono na rys. 16.10.

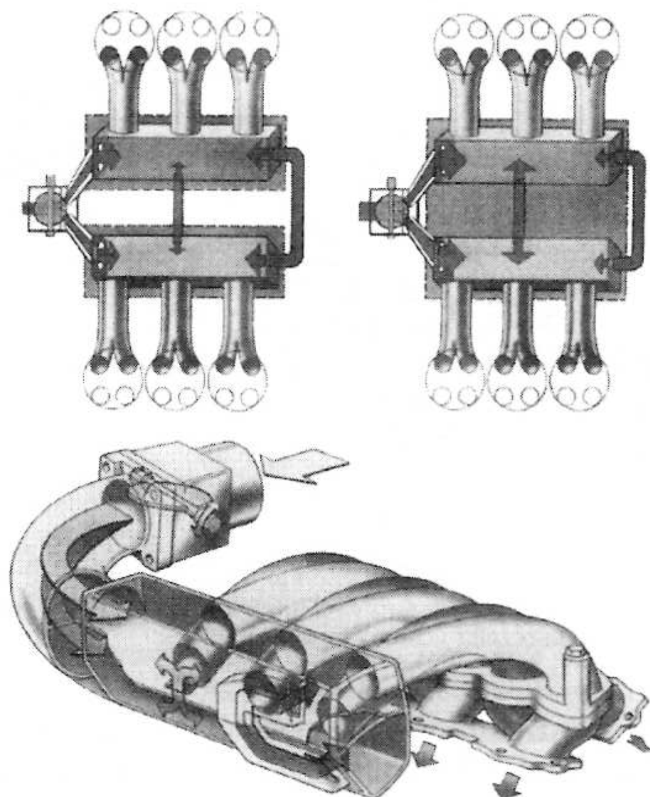
Długość gałęzi kolektora dolotowego jest tak dobierana, by wytworzyć efekt doładowania dynamicznego w zakresie prędkości mniejszych ($n_1$) i większych ($n_2$), by poprawić napełnienie i po lewej, i po prawej stronie maksimum krzywej momentu obrotowego silnika. W ten sposób uzyskuje się duży zakres występowania dużej wartości momentu obrotowego (płaski kształt krzywej momentu obrotowego).




**Rys. 16.11.** Schemat działania kanału dolotowego o dwóch zakresach długości [41]

*a* — praca w zakresie większych prędkości obrotowych, *b* — praca w zakresie mniejszych prędkości obrotowych

*1* — zbiornik powietrza, *2* — koniec długości rezonansowej dla obu przypadków, *3* — przepustnice decydujące o wyborze długości kanału, *4* i *5* — kanał dolotowy kolektora, *6* — kanał dolotowy głowicy, *7* — kadłub



**Rys. 16.12.** Przykładowy kolektor dolotowy o zmiennych parametrach geometrycznych, współpracujący z dwoma zaworami dolotowymi w jednym cylindrze [61]

Aby uzyskać omawiany efekt w zakresie małych prędkości obrotowych, ładunek musi być kierowany na zawór dolotowy przewodem dłuższym. Wynika to z faktu, iż częstość drgań własnych długiego słupa powietrza (o większej masie) jest mniejsza, a więc rosną szanse na uzyskanie zgrania z mniejszą częstością otwierania zaworów dolotowych przy mniejszej prędkości obrotowej. Do uzyskania omawianego efektu w zakresie większych prędkości obrotowych wykorzystuje się krótsze przewody (towarzyszy temu większa częstość drgań własnych słupa powietrza o mniejszej masie).

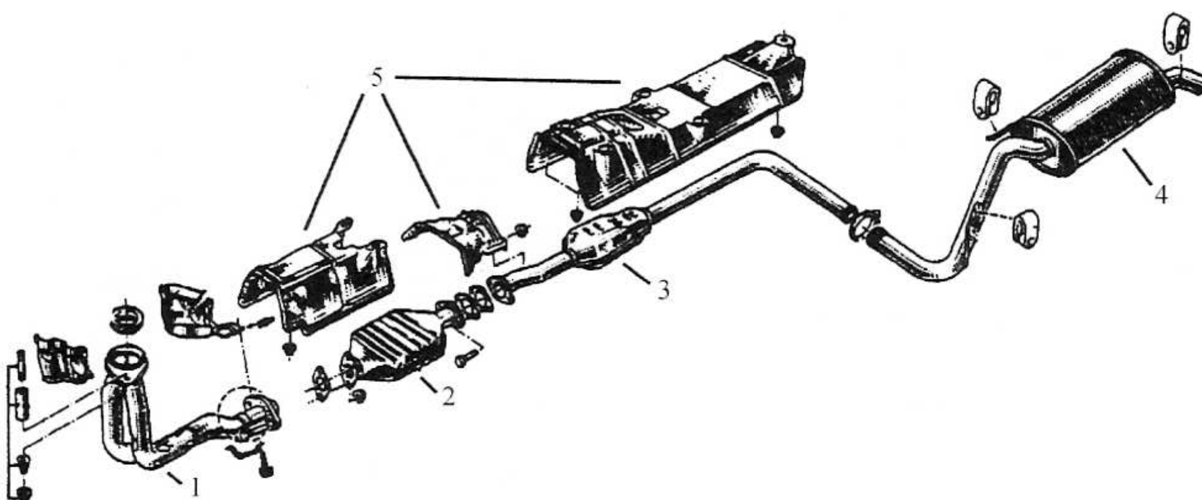
Praktycznie stosuje się dwa charakterystyczne rozwiązania. Pierwsze, częściej spotykane w silnikach wyposażonych w jeden zawór dolotowy przypadający na jeden cylinder, przedstawiono na rys. 16.11. Zmiana zakresu pracy wynika z położenia przepustnicy 2, uruchamianej siłownikiem sterowanym przez elektroniczny sterownik na podstawie analizy sygnału o prędkości obrotowej i obciążeniu silnika.

Innym rozwiązaniem, stosowanym w silnikach wielozaworowych, jest układ, w którym zbiornik jest połączony gałęziami różnej długości z kanałami w głowicy. Jeden z dwóch zaworów dolotowych każdego cylindra jest zasilany gałęzią dłuższą, drugi — krótszą (rys. 16.12). O tym, którym kanałem płynie główny strumień powietrza zasilającego, decyduje położenie przepustnicy, sterowanej na podobnej zasadzie jak w poprzednim rozwiązaniu ze sterownikiem elektronicznym.

### 16.3.3. Układy wylotowe silników wolnossących

Układy wylotowe współczesnych silników ZI zazwyczaj są wyposażone w dwa tłumiki: środkowy i tylny. Zamiast pierwszego tłumika jest zabudowany reaktor katalityczny. Musi on być osadzony w górnej części układu wylotowego, ze względu na efektywność zachodzących w nim reakcji chemicznych, zależną wyraźnie od temperatury pracy. Na rysunku 16.13 przedstawiono kompletny układ wylotowy samochodu osobowego, z elementami łączenia poszczególnych części, zawieszeniami do nadwozia oraz osłonami termicznymi. Szczególnie istotna jest osłona reaktora katalitycznego, w którym przebiegające reakcje są reakcjami egzotermicznymi.

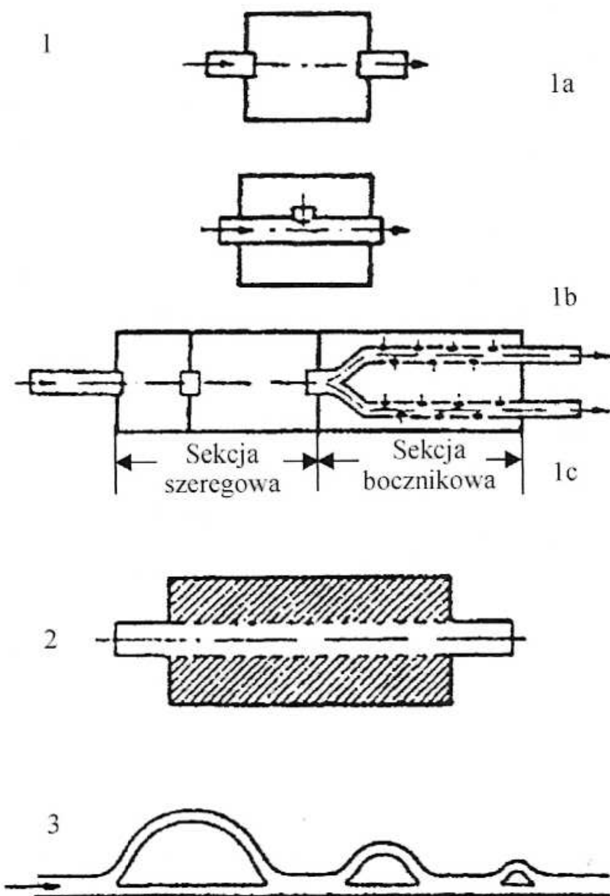
Tłumiki (rys. 16.14) stosowane w układach wylotowych służą głównie ograniczeniu emisji hałasu, przez tłumienie fal akustycznych w tych układach.




**Rys. 16.13.** Układ wylotowy współczesnego silnika ZI pojazdu osobowego [9]
*1* — rura podwójna, *2* — reaktor katalityczny, *3* — tłumik wstępny, *4* — tłumik końcowy, *5* — części łączące, uszczelki i osłony termiczne [8]

Bardzo istotnym elementem układu wylotowego silnika ZI jest reaktor katalityczny. Jego działanie przyspiesza reakcje prowadzące do zmniejszenia stężenia związków szkodliwych w spalinach. Wchodzą one w obecności katalizatora w reakcje prowadzące do powstania związków nieszkodliwych. Sam materiał przyspieszający reakcje nie bierze w nich udziału.

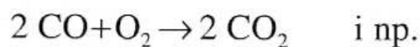
Przypomnieć należy, że podstawowe składniki szkodliwe, których emisje są limitowane przez normy, to tlenek węgla CO, węglowodory HC, tlenki azotu $NO_x$. Ich stężenie w spalinach zależy m.in. od składu mieszanki palnej (patrz rozdz. 6, rys. 6.2). Zależnie zatem od systemu spalania stosowanego w silnikach ZI różne jest stężenie składników w spalinach. Dlatego też do tych różnych systemów, opartych na stosowaniu mieszanki benzynowo-powietrznej o różnych współczynnikach składu mieszanki stosuje się odmienne typy reaktorów katalitycznych.



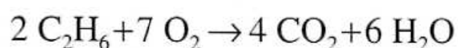

**Rys. 16.14.** Schematy działania różnych typów tłumików układu wylotowego [9]
*1* — tłumiki refleksyjne: *1a* — rezonator szeregowy, *1b* — rezonator bocznikowy, *1c* — rezonator wielostopniowy z sekcjami szeregową i bocznikową, *2* — prosta konstrukcja tłumika absorpcyjnego — puszka wypełniona watą mineralną i przelotowa rura perforowana, *3* — tłumik trzyzakresowy interferencyjny

**Reaktor katalityczny utleniająco-redukujący (trójfunkcyjny) ze sprzężeniem zwrotnym** (z sondą $\lambda$, obszar $A$ na rys. 16.15) działa w ściśle określonym zakresie współczynnika nadmiaru powietrza w okolicach składu stechiometrycznego. Utrzymanie właściwego składu mieszanki palnej umożliwia sprzężenie sondy $\lambda$ (tzw. wąskozakresowej) ze sterownikiem silnika. Zapewnienie składu bliskiego stechiometrycznemu gwarantuje największą sprawność przemian zmniejszających zawartość składników w spalinach, tj. CO, $NO_x$ i HC.

W reaktorze tego typu zachodzą reakcje utleniania tlenków węgla i węglowodorów:

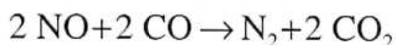


$$2\,CO + O_2 \rightarrow 2\,CO_2 \qquad \text{i np.}$$



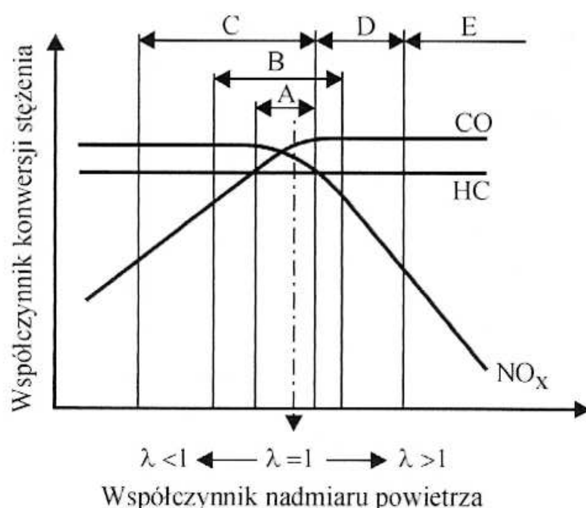
$$2\,C_2H_6 + 7\,O_2 \rightarrow 4\,CO_2 + 6\,H_2O$$

oraz reakcje np. między tlenkiem węgla a tlenkiem azotu



$$2\,NO + 2\,CO \rightarrow N_2 + 2\,CO_2$$

W efekcie powstają związki obojętne dla zdrowia człowieka.




**Rys. 16.15.** Zależność konwersji stężenia poszczególnych składników w spalinach od współczynnika nadmiaru powietrza z zaznaczonymi rodzajami reaktorów katalitycznych stosowanych w poszczególnych obszarach składu mieszanki palnej
*A* — zakres działania reaktora katalitycznego trójfunkcyjnego ze sprzężeniem zwrotnym (sonda $\lambda$), *B* — zakres działania reaktora katalitycznego trójfunkcyjnego bez sprzężenia zwrotnego, *C* — zakres działania reaktora katalitycznego podwójnego, *D* — zakres działania reaktora katalitycznego dwufunkcyjnego utleniającego, *E* — zakres działania reaktora katalitycznego dwufunkcyjnego utleniającego silników zasilanych ubogą mieszanką

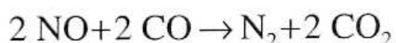
Należy podkreślić, iż większość obecnie produkowanych silników samochodów osobowych jest wyposażonych właściwie w ten typ reaktorów. Dotyczy to silników o wielo- i jednopunktowym wtrysku paliwa do kolektora dolotowego. W tych silnikach przed reaktorem katalitycznym jest zabudowana sonda $\lambda$, analizująca stężenie tlenu w spalinach i współpracująca z układem wtrysku paliwa tak, by zawęzić skład mieszanki palnej do obszaru zbliżonego do $\lambda \approx 1$. Zapewnia to wówczas pracę reaktora w tzw. „oknie" najlepszej konwersji stężeń tlenku węgla, węglowodorów i tlenków azotu (rys. 16.15).

**Reaktor katalityczny utleniająco-redukujący (trójfunkcyjny) bez sprzężenia zwrotnego** (bez sondy $\lambda$; obszar *B*) działa na takiej samej zasadzie jak opisany wyżej, z tym że w nieco szerszym zakresie współczynnika nadmiaru powietrza. We współczesnych silnikach już nie jest stosowany. Jest on przeznaczony do zabudowy w starszych rozwiązaniach, pozbawionych możliwości korygowania składu mieszanki sygnałami z sondy $\lambda$. Stosowanie takiego rozwiązania jest okupione jak widać z rys. 16.15 mniejszą konwersją przemian, niemniej ze względu na ochronę środowiska wskazana jest zabudowa takiego reaktora nawet do silników zasilanych gaźnikowo.

Reakcje przebiegają według takich samych wzorów jak w poprzednim przypadku.

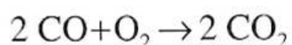
**Reaktor katalityczny podwójny** (obszar *C*) składa się z dwóch reaktorów umieszczonych szeregowo. Pierwszy z nich ma za zadanie redukcję tlenków azotu do

azotu. W warunkach braku tlenu (zakres bogatej mieszanki palnej) w spalinach znajduje się znaczna ilość tlenku węgla i tlenków azotu. W reaktorze tego typu może zachodzić reakcja:

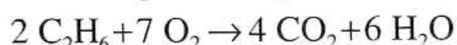


$$2\,NO + 2\,CO \rightarrow N_2 + 2\,CO_2$$

Drugi reaktor, do utleniania tlenków węgla CO i węglowodorów HC, wymaga dostarczenia tlenu z otoczenia, po czym zachodzą w nim reakcje:



$$2\,CO + O_2 \rightarrow 2\,CO_2$$



$$2\,C_2H_6 + 7\,O_2 \rightarrow 4\,CO_2 + 6\,H_2O$$

Tego typu reaktory były stosowane w układach wylotowych silników o starszych układach zasilania (np. gaźnikowych), które nie były przystosowane do pracy z sondą $\lambda$, zapewniającą stechiometryczny skład mieszanki palnej w całym zakresie częściowych obciążeń silnika.

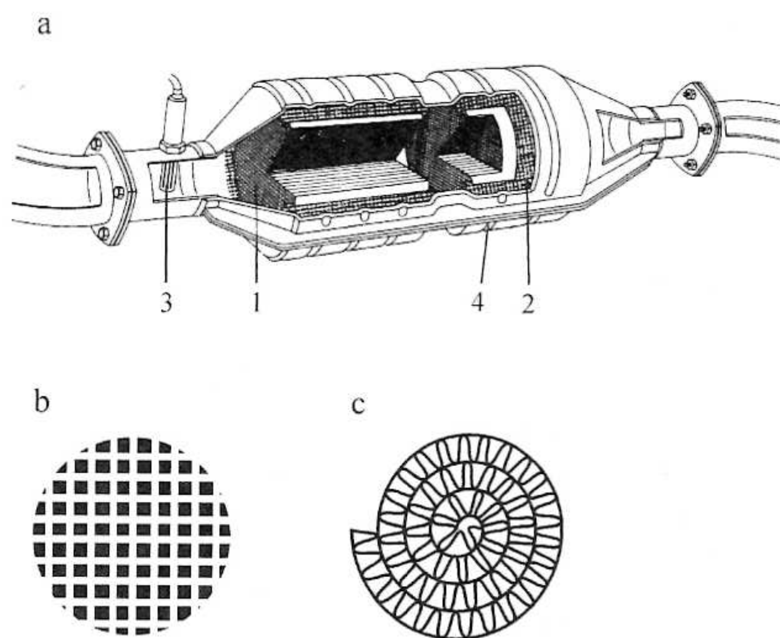
**Reaktor katalityczny utleniający** (obszar *D*) działa dokładnie tak jak opisany wyżej drugi reaktor w reaktorze katalitycznym podwójnym. Nie zapewnia zatem redukcji tlenków azotu.

**Reaktor katalityczny utleniający do silników pracujących na mieszance ubogiej** (obszar *E*) służy do utleniania CO i HC i uzyskania $CO_2$ i $H_2O$. Silniki takie jak np. o bezpośrednim wtrysku benzyny w dużym zakresie obciążeń pracują przy składzie mieszanki palnej określonej współczynnikiem nadmiaru powietrza $\lambda \approx 1{,}8 \div 2$, w spalinach zatem występuje duży zapas tlenu i do przeprowadzenia reakcji nie ma konieczności dostarczania go dodatkowo z otoczenia. Reaktor ten nie zapewnia redukcji tlenków azotu, ale ich stężenie w spalinach w omawianym zakresie wartości współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda$ jest już niewielkie. Ze względu na szeroki zakres współczynnika $\lambda$ współpracuje on z tzw. szerokozakresową sondą $\lambda$.

**Reaktor katalityczny podwójny do silników pracujących na mieszance ubogiej** (o bezpośrednim wtrysku benzyny — obszar *E*) jest to zestaw dwóch reaktorów połączonych szeregowo. Pierwszy działa jak opisany wyżej reaktor utleniający CO i HC do $CO_2$ i $H_2O$. Działa stosunkowo sprawnie wobec obecności tlenu w spalinach w zakresie obciążeń częściowych przy zasilaniu mieszankami ubogimi. Drugi reaktor, o większej objętości, służy do utleniania NO do $NO_2$. Również w tym przypadku w spalinach musi być tlen. Omawiany układ jest wyposażony w dwie sondy $\lambda$: jedną umieszczoną przed pierwszym reaktorem, drugą — za końcowym. Więcej informacji na ten temat znaleźć można w książce Z. Chłopka [6].

Budowę reaktora katalitycznego przedstawiono na rys. 16.16. Na ogół jako nośnik jest wykorzystywany porowaty materiał ceramiczny. Musi on być tak ukształtowany, z możliwie dużą liczbą porów w jednostce objętości, by uzyskać duże pole powierzchni, na którą jest naniesiona substancja katalitycznie czynna. Szczeliny muszą być ułożone wzdłuż przepływu spalin. Najczęściej spotyka się strukturę plastra miodu.

Na nośnik nakłada się warstwę pośrednią tlenku aluminium. Ta porowata warstwa bardzo małej grubości zwiększa pole powierzchni nośnika kilka tysięcy razy. Dopiero na nią, specjalną technologią, jest naniesiona cienka, grubości około jednego atomu, warstwa właściwego reaktora (platyna, rod lub pallad). Powinna ona zapewniać dalsze zwiększenie powierzchni styku reaktora ze spalinami.




**Rys. 16.16.** Budowa reaktora katalitycznego

*a* — przekrój, *b* — nośnik ceramiczny, *c* — nośnik metalowy [19]
*1* — nośnik katalizatora (wkład ceramiczny lub stalowy), *2* — promieniowe zawieszenie nośnika (oplot z drutu), *3* — sonda $\lambda$, *4* — obudowa zewnętrzna reaktora katalitycznego

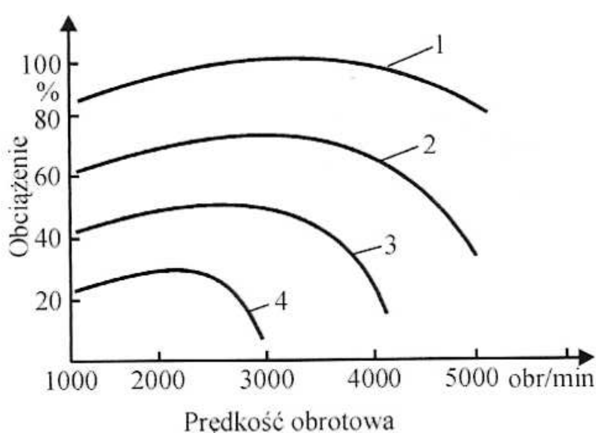
Nośniki ceramiczne są stosowane w reaktorach katalitycznych do małych silników samochodów osobowych. Są tanie i odporne na działanie wysokich temperatur, lecz charakteryzują się nieco większymi oporami przepływu. W reaktorach katalitycznych większych silników stosuje się nośniki metalowe, wykonane ze zwiniętej pofalowanej nierdzewnej blachy stalowej. Wywołują one mniejsze opory przepływu, szybciej się nagrzewają, lepiej znoszą różnice temperatur, są bardziej odporne na uszkodzenia mechaniczne.

## 16.3.4. Recyrkulacja spalin w silnikach ZI

Jednym z czynników sprzęgających układ dolotowy i wylotowy jest recyrkulacja spalin. Stosowana wcześniej jedynie do podwyższenia temperatury ładunku w czasie rozgrzewania zimnego silnika obecnie ma jeszcze za zadanie ograniczenie emisji tlenków azotu w wyniku obniżenia temperatury spalania. Obojętne produkty spalania ($CO_2$ i $H_2O$) charakteryzują się bowiem większym ciepłem właściwym niż powietrze. Nie biorąc udziału w procesie spalania wpływają na obniżenie temperatur obiegu.

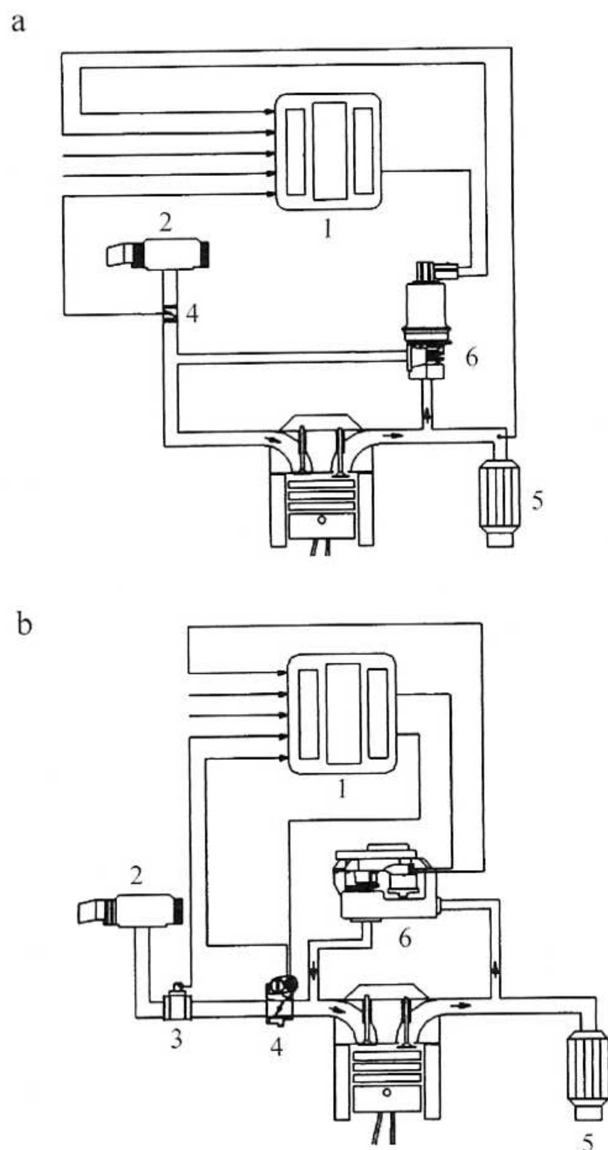
Podsumowując, układ recyrkulacji spalin w silniku ZI wpływa korzystnie na warunki pracy silnika zimnego (zmniejszenie zużycia paliwa i poprawę własności dynamicznych) oraz na zmniejszenie stężenia tlenków azotu w zakresie obciążeń częściowych.

Jest oczywiste, że recyrkulacja spalin może być stosowana w ograniczonym zakresie obciążeń częściowych silnika. Wiąże się to ze zmniejszeniem napełnienia świeżym ładunkiem. Jeśli silnik pracuje na charakterystyce zewnętrznej, zawór recyrkulacji spalin musi być zamknięty. Największy możliwy do stosowania zakres obciążeń z recyrkulacją dotyczy silników zasilanych mieszankami jednorodnymi o składzie stechiometrycznym (rys. 16.17). W przypadku stosowania mieszanek jednorodnych ubogich zakres ten jest mniejszy, ze względu na ograniczenie mocy wynikające z pracy w zakresie składu ubogiego. Najmniejszy zakres stosowania recyrkulacji dotyczy zasilania ładunkiem uwarstwionym, gdyż średni skład mie-




**Rys. 16.17.** Zakres zastosowania recyrkulacji spalin w różnych rozwiązaniach układu zasilania [46]

*1* — obciążenie całkowite, bez recyrkulacji spalin, *2* — zasilanie mieszanką jednorodną o składzie stechiometrycznym, z recyrkulacją spalin, *3* — zasilanie ubogą mieszanką jednorodną, z recyrkulacją spalin, *4* — zasilanie mieszanką uwarstwioną, z recyrkulacją spalin




**Rys. 16.18.** Układ recyrkulacji spalin współczesnych silników ZI [46]

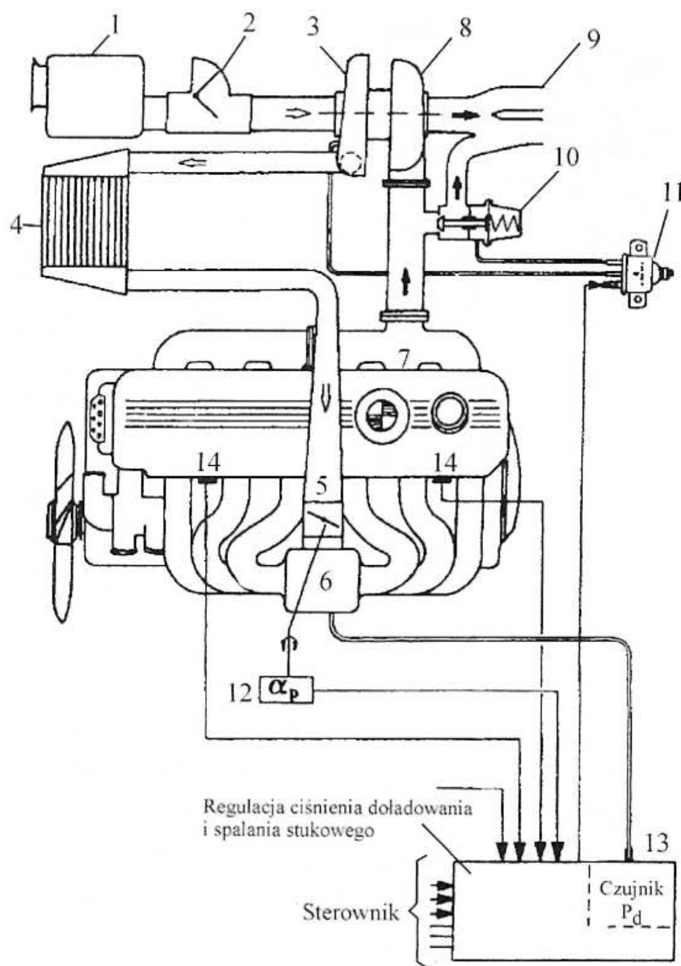
*a* — o wtrysku benzyny do kolektora dolotowego, *b* — o wtrysku bezpośrednim benzyny do cylindra *1* — sterownik silnika, *2* — filtr powietrza, *3* — masowy przepływomierz powietrza, *4* — przepustnica, *5* — reaktor katalityczny, *6* — zawór recyrkulacji spalin

szanki jest jeszcze bardziej ubogi niż w poprzednim przypadku, co znacznie ogranicza możliwą do uzyskania moc silnika. Dalsze ograniczanie mocy z powodu zastosowania recyrkulacji spalin staje się nieuzasadnione. Elektromagnetyczne zawory recyrkulacji (rys. 16.18) są uruchamiane sygnałami ze sterownika silnika.

## 16.3.5. Układy doładowania silników ZI

Powszechne wprowadzenie układu wtrysku wielopunktowego w silnikach ZI przyczyniło się do rozwoju układów doładowania tej grupy silników. Znane rozwiązania doładowania silników starszej generacji wymuszały wprowadzenie wielu zmian w konstrukcji gaźników lub zabezpieczeń przed możliwością wybuchu sprężonej i podgrzanej w sprężarce mieszanki paliwowo-powietrznej.

W obecnych rozwiązaniach sprężaniu podlega jedynie ładunek powietrza. Tuż przed zaworem dolotowym do tego ładunku jest wtryskiwana dawka paliwa dobrana do zmierzonej masy powietrza. Układy doładowania, jak już wspomniano w rozdz. 9., służą głównie zwiększeniu objętościowego wskaźnika mocy silnika. Często prowadzą także do zwiększenia sprawności ogólnej, w wyniku m.in. umiejętnego

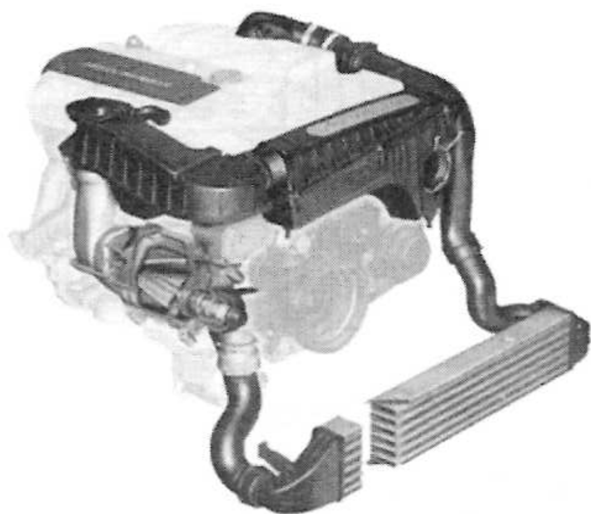



**Rys. 16.19.** Schemat układu dolotowego i wylotowego silnika ZI doładowanego turbosprężarką [27]
*1* — filtr powietrza, *2* — zespół pomiaru masy powietrza zasysanego, *3* — sprężarka, *4* — chłodnica powietrza, *5* — przepustnica powietrza, *6* — komora rozprowadzania powietrza do gałęzi kolektora dolotowego, *7* — kolektor wylotowy, *8* — turbina, *9* — układ rur wylotowych, *10* — pneumatyczny zawór upustu spalin przed turbiną, *11* — zawór elektromagnetyczny sterowania napływu powietrza do pneumatycznego zaworu upustu spalin, *12* — czujnik położenia przepustnicy powietrza, *13* — elektroniczny system rejestrujący parametry pracy silnika, współpracujący z elektronicznym układem sterującym silnika, *14* — czujnik spalania stukowego

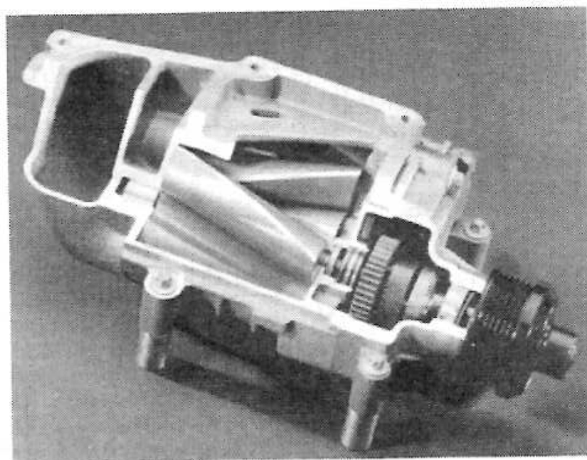
wykorzystania energii spalin. Spotykane są układy wykorzystujące turbosprężarkę (podobnie jak ma to miejsce w silnikach ZS) lub doładowanie mechaniczne.

Schemat układów dolotowego i wylotowego turbodoładowanego silnika ZI przedstawiono na rys. 16.19. W tej wersji oba układy są sprzężone ze sprężarką i turbiną. W układzie dolotowym jest zabudowana chłodnica, której zadaniem jest obniżenie temperatury powietrza za sprężarką. Wpływa to na zwiększenie gęstości powietrza dostarczanego do cylindra (zwiększenie masy ładunku), a także obniżenie temperatur od początku procesu sprężania. Polepszają się zatem warunki służące zmniejszeniu emisji tlenków azotu, a także ograniczane jest niebezpieczeństwo pojawienia się spalania stukowego. W układzie wylotowym jest również zabudowany zawór upustu spalin przed turbiną, który służy do regulacji energii dostarczanej do turbiny i dalej regulacji parametrów pracy sprężarki.

Doładowane silniki ZI często są wyposażone w układ mechanicznego napędu sprężarki od wału korbowego silnika (rys. 16.20). Rozwiązanie to umożliwia łatwiejsze dostosowanie parametrów doładowania (ciśnienia i wydatku powietrza) do zmieniającego się gwałtownie zapotrzebowania na moc niż w przypadku zastosowania turbodoładowania, ze względu na problemy, wynikające z nienadążania zespołu turbosprężarki. Widok rozwiązania wykorzystującego sprężarkę wyporową napędzaną od wału korbowego silnika przedstawiono na rys. 16.20, a widok zastosowanej sprężarki — na rys. 16.21. Ten rozbudowany układ dolotowy jest także wyposażony w chłodnicę powietrza doładowującego.



**Rys. 16.20.** Silnik ZI doładowany sprężarką wyporową napędzaną od wału korbowego silnika [59]



**Rys. 16.21.** Sprężarka wyporowa napędzana mechanicznie od wału korbowego silnika [59]

Rozbudowane układy filtrów zasysanego powietrza oraz przewody doprowadzające powietrze ze sprężarki przez chłodnicę do kanałów dolotowych, wykonywane w dużej części z tworzyw sztucznych, są wyposażone w otulinę dźwiękochłonną, tłumiącą hałas pochodzący od sprężarki oraz fal akustycznych towarzyszących napełnianiu kolejnych cylindrów. Zastosowany układ dolotowy, sprzęgnięty z regulacją parametrów wtrysku benzyny, umożliwia kształtowanie charakterystyki prędkościowej silnika zgodnie z obowiązującą obecnie zasadą utrzymywania płaskiego przebiegu maksymalnej wartości momentu obrotowego w dużym zakresie prędkości obrotowych.

## 16.4. Współczesne układy dolotowe i wylotowe doładowanych silników ZS

### 16.4.1. Uwagi ogólne

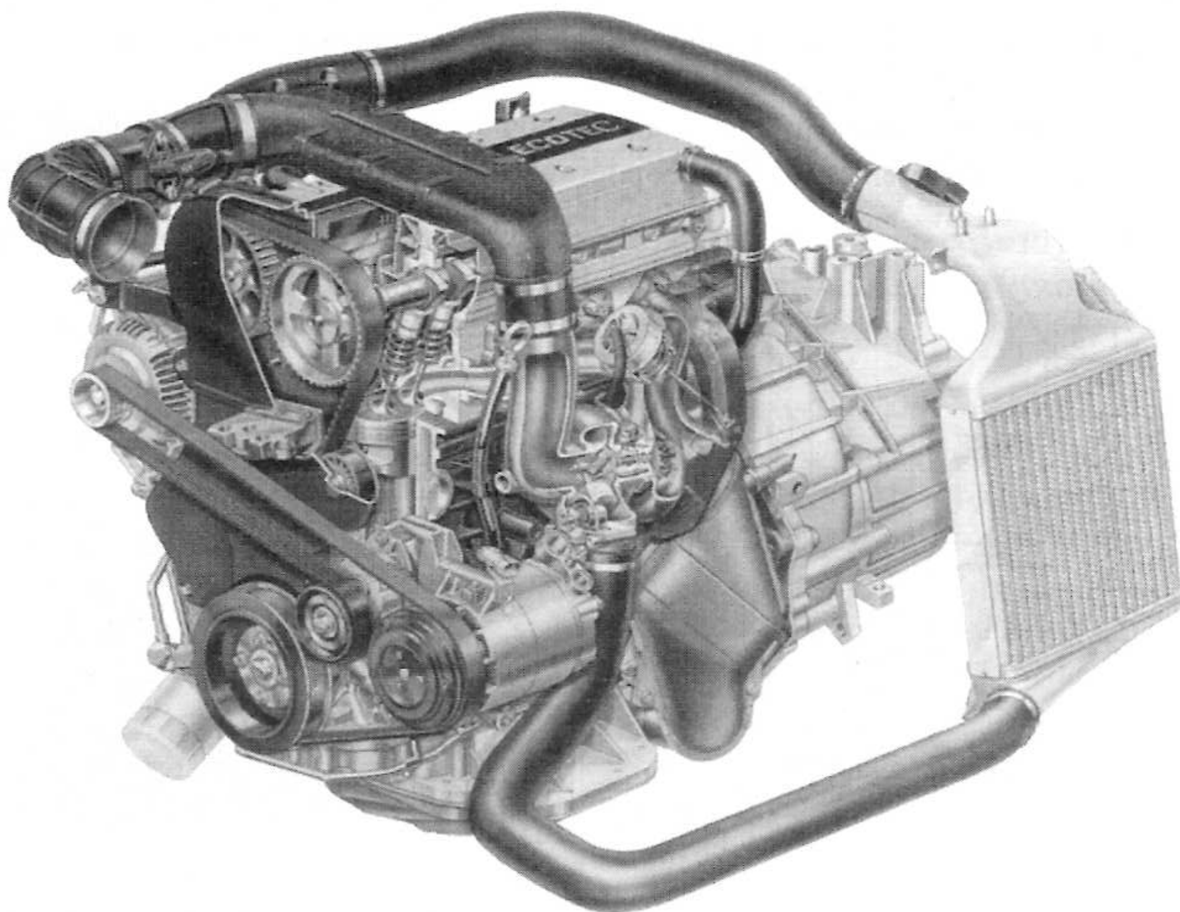
Tradycyjne silniki spalinowe ZS są obecnie wykonywane w zasadzie w wersji turbodoładowanej. Są to silniki o bezpośrednim wtrysku do komory spalania. Tego typu silniki są stosowane w samochodach osobowych, dostawczych i ciężarowych. Dominacja takiego rozwiązania wynika z dużej sprawności silnika oraz dobrych parametrów użytecznych, takich jak duże wartości objętościowego wskaźnika mocy, korzystny kształt krzywej momentu obrotowego, duża prędkość obrotowa. Uzyskanie korzystnych wartości omawianych parametrów było możliwe m.in. dzięki wykorzystaniu energii spalin z układu wylotowego do napędu sprężarki podwyższającej ciśnienie ładunku w kolektorze dolotowym, ale także dzięki takiemu ukształtowaniu kanałów dolotowych, by poprawiły one warunki spalania w coraz krótszym czasie, ograniczonym zwiększeniem prędkości obrotowej silnika.

Współpraca układu wylotowego i dolotowego w fazie przekrycia zaworów sprzyja usunięciu resztek spalin, a w obciążonym silniku turbodoładowanym spełnia

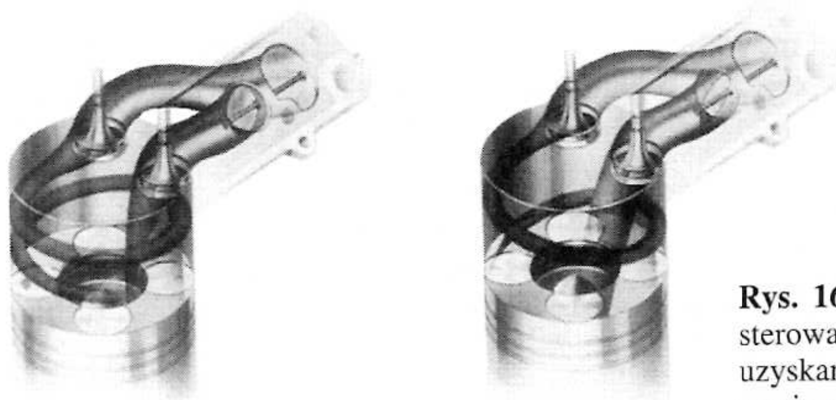
również zadanie wewnętrznego chłodzenia komory spalania. Układy dolotowy i wylotowy są powiązane także z recyrkulacją spalin. W celu poprawy napełnienia układ dolotowy jest zazwyczaj wyposażony w chłodnicę powietrza za sprężarką. Spełnienie norm z zakresu ochrony środowiska wymusiło zastosowanie reaktorów katalitycznych i filtrów cząstek stałych. W niektórych rozwiązaniach silników dużej mocy, służących do napędu ciężkich zestawów drogowych, wydatek spalin jest na tyle duży, że stosuje się drugi stopień turbiny (poza turbiną napędzającą sprężarkę) do odzyskania nadmiaru energii i przekazania jej do wału napędowego silnika (tzw. turbinę mocy).

### 16.4.2. Układy dolotowe

Układ dolotowy turbodoładowanego silnika ZS jest wyposażony w rozbudowany filtr powietrza, o dużym polu powierzchni filtrującej i małych oporach przepływu. Z reguły jest to filtr z wkładem papierowym. W silnikach samochodów ciężarowych, zwłaszcza pracujących w specyficznych warunkach, są spotykane różne rozwiązania z filtrami mokrymi. Znajdująca się w układzie dolotowym sprężarka jest napędzana turbiną. Ładunek powietrza jest schładzany w chłodnicy powietrza doładowującego, w celu poprawienia napełnienia i obniżenia temperatury obiegu cieplnego. Rola tak rozbudowanego układu dolotowego (rys. 16.22) sprowadza się głównie do realizacji dobrego napełnienia i zapewnienia niedużych różnic wartości tego napełnienia,




**Rys. 16.22.** Ogólny widok układu dolotowego silnika ZS doładowanego turbosprężarką z chłodnicą powietrza [60]

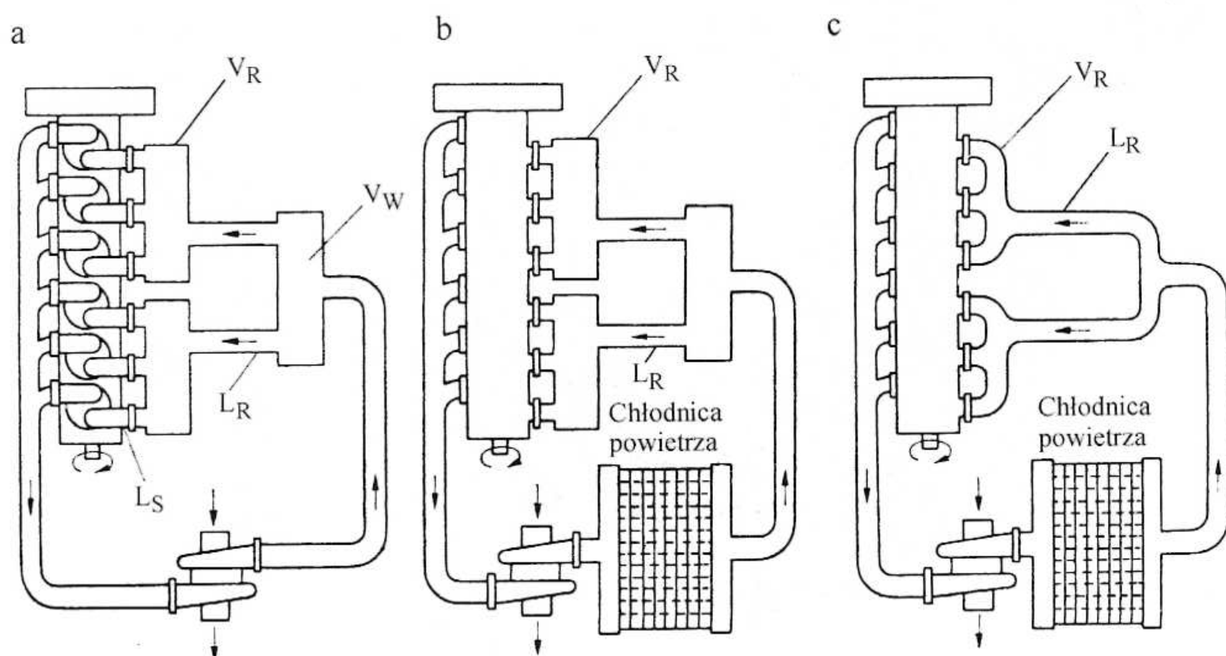


**Rys. 16.23.** Układ dwóch kanałów sterowanych przepustnicą w celu uzyskania optymalnych warunków zawirowania ładunku [61]

co jest możliwe właśnie dzięki zastosowaniu sprężarki i poprawnemu ukształtowaniu rozgałęzień kolektora dolotowego. Większość przewodów oraz część kolektorów jest wykonanych z tworzywa, z wkładkami tłumiącymi hałas.

Drugim istotnym parametrem, za który odpowiada układ dolotowy, ale już w części głowicowej, jest zawirowanie ładunku w komorze spalania. Jak wiadomo, jest to bardzo istotny warunek, umożliwiający spalanie przy dużych prędkościach obrotowych silnika z utrzymaniem małej zawartości toksycznych składników w spalinach. Dlatego też w silnikach ZS istotną w tym względzie rolę powierza się obecnie prawie zawsze dwóm zaworom dolotowym przypadającym na każdy cylinder, współpracującym z kanałami w głowicy (rys. 16.23). Przepływ przez kanały i zawory regulują przepustnice. Przy mniejszych prędkościach obrotowych jest otwierany tylko jeden kanał — odpowiedzialny głównie za zawirowanie. Drugi kanał jest otwierany przy większych prędkościach obrotowych.

W turbodoładowanych silnikach samochodów ciężarowych układy dolotowe są często wyposażone w rezonator. Oprócz poprawy napełnienia wynikającej z podwyż-




**Rys. 16.24.** Schematy doładowania kombinowanego w silnikach wysokoprężnych doładowanych turbosprężarką [73]
*a* — silnik SAURER D4KT, *b* — silnik MAN D2266MK, *c* — silnik HINO EP100

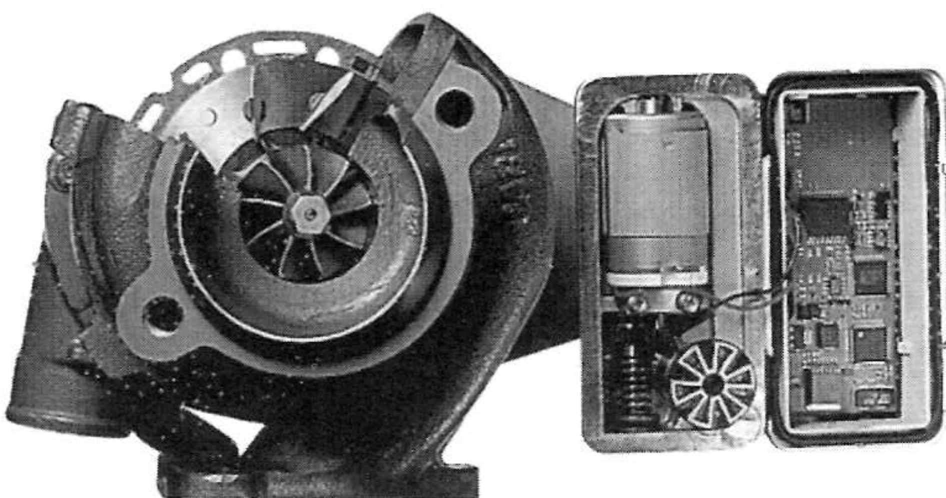
szenia statycznego ciśnienia w układzie dolotowym, wykorzystuje się w tych układach także opisany efekt rezonansowy, głównie przy małych prędkościach obrotowych silnika, w celu poprawienia w tym zakresie napełnienia cylindrów. Zwiększa to możliwą do osiągnięcia wartość momentu obrotowego i w efekcie wpływa na poprawę dynamiki pojazdu. Różne możliwe wersje takich rozwiązań pokazano na rys. 16.24.

W tych układach dolotowych ze szczególną starannością są dobierane zarówno objętości rezonansowe ($V_R$), jak i długości rezonansowe ($L_R$). W przeważającej większości silniki są wyposażone obecnie w chłodnicę powietrza doładowującego (najczęściej typu powietrze-powietrze, rzadziej typu powietrze-ciecz chłodząca).

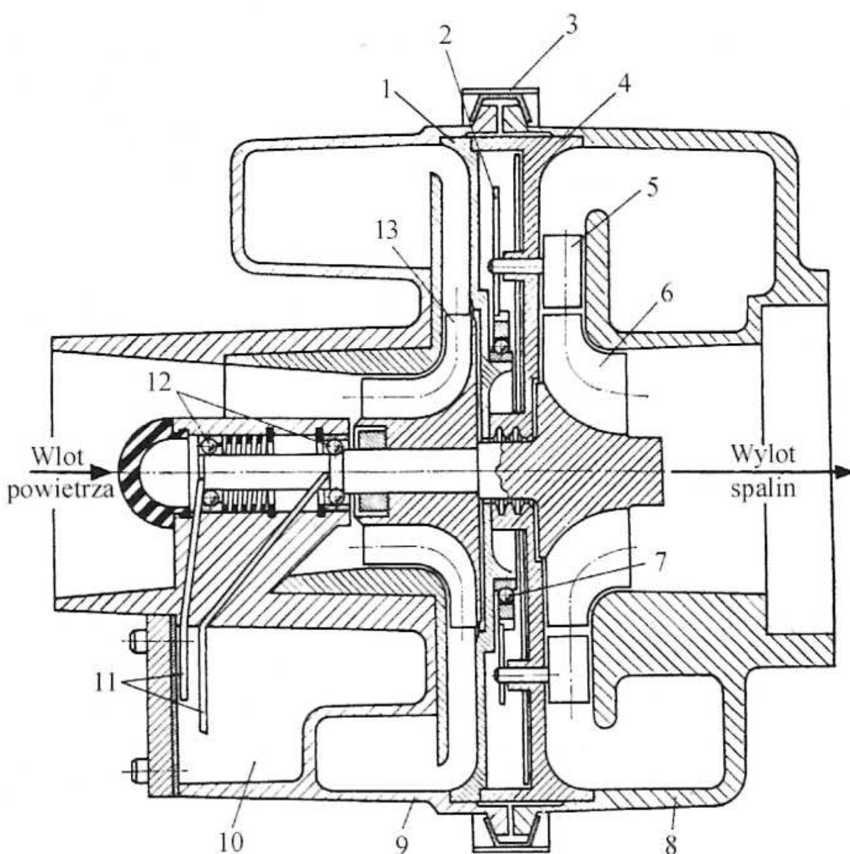
### 16.4.3. Układy wylotowe

We współczesnym układzie wylotowym silnika ZS z reguły jest zabudowana turbina odzyskująca część energii unoszonej ze spalinami. W większości rozwiązań służy ona do napędu sprężarki zespołu doładowującego silnik. Taki układ, jak już wspomniano, znajduje zastosowanie głównie w silnikach ZS samochodów ciężarowych i dostawczych. Służy on zwiększaniu mocy, jak również wpływa na poprawę sprawności ogólnej silnika.

Turbiny w układzie wylotowym wielu współczesnych silników są zabudowane w obudowie kolektora wylotowego (patrz rys. 16.22). Parametry pracy są regulowane w sposób tradycyjny, upustem spalin przed turbiną (patrz rys. 16.19), bądź zmianą położenia łopatek kierownicy turbiny w tzw. turbinie o zmiennych parametrach geometrycznych. Takie rozwiązanie, regulowane sterownikiem silnika, pozwala na dobre dopasowanie parametrów doładowania (ciśnienia i wydatku powietrza) do parametrów pracy silnika, a także do decyzji kierowcy i gwałtownych zmian obciążenia. Widok turbiny o zmiennych parametrach geometrycznych łopatek kierownicy oraz elektronicznym systemie uruchamiania silnika wykonawczego, sterującego ich położenie przedstawiono na rys. 16.25.



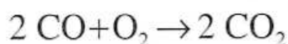
**Rys. 16.25.** Przekrój turbiny o zmiennym położeniu łopatek kierownicy z zespołem napędu łopatek [56]



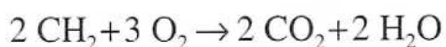

**Rys. 16.26.** Przekrój turbosprężarki z ruchomymi łopatkami kierownicy turbiny [73]
*1* — ścianka sprężarki, *2* — dźwignia, *3* — pierścień łączący, *4* — ścianka ceramiczna turbiny, *5* — ruchome łopatki, *6* — wirnik turbiny, *7, 12* — łożyska, *8* — obudowa turbiny, *9* — obudowa sprężarki, *10* — zbiornik oleju smarnego, *11* — przewody oleju, *13* — wirnik sprężarki

Konstrukcje turbiny stają się stosunkowo skomplikowane, gdyż łopatki kierownicy, pracujące w wysokich temperaturach, swoje położenie muszą zmieniać niezawodnie. Stwarza to liczne trudności, związane ze smarowaniem osi łopatek. Główną zaletą rozwiązania jest możliwość uzyskania szybkiego zwiększenia napełnienia cylindra w czasie przyspieszania (gwałtownego obciążania silnika). Przekrój turbosprężarki wyposażonej w łopatki kierownicy o zmiennym położeniu jest przedstawiony na rys. 16.26.

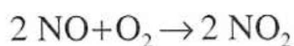
Kolejnym istotnym elementem układu wylotowego silnika ZS jest reaktor katalityczny i filtr cząstek stałych. Stosuje się reaktor katalityczny utleniający, w spalinach bowiem silnika ZS, pracującego z nadmiarem tlenu, znajduje się znaczna ilość tego składnika, może on zatem być wykorzystany do utleniania związków szkodliwych. W spalinach silnika ZS znajdują się niewielkie ilości tlenków węgla CO, pewna ilość HC i $NO_x$. W reaktorze katalitycznym zachodzą zatem reakcje:



$$2\,CO + O_2 \rightarrow 2\,CO_2$$



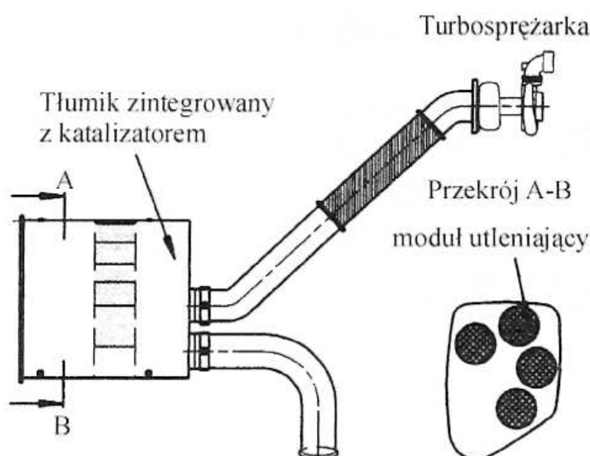
$$2\,CH_2 + 3\,O_2 \rightarrow 2\,CO_2 + 2\,H_2O$$



$$2\,NO + O_2 \rightarrow 2\,NO_2$$

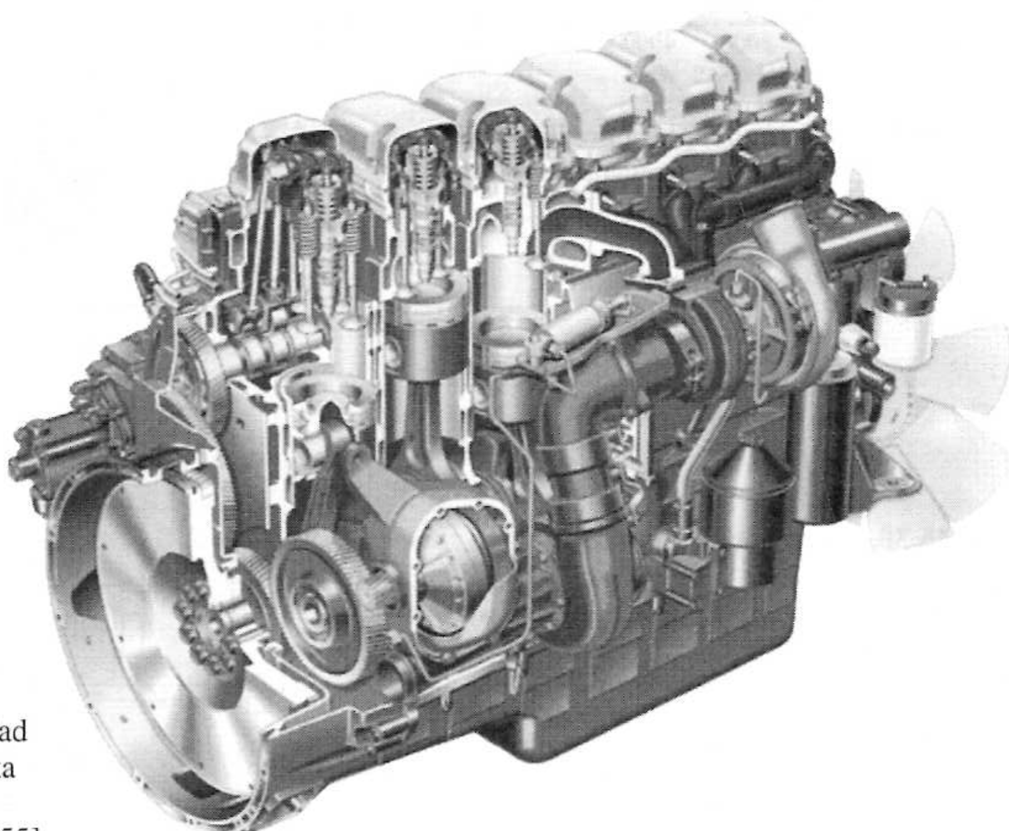
Reaktory katalityczne utleniające często są zabudowane zamiast pierwszego za turbiną (tzw. przedniego) tłumika układu wylotowego (rys. 16.27).

Oprócz reaktorów katalitycznych powszechne staje się stosowanie filtrów cząstek stałych, głównie sadzy. Filtry te mają ograniczoną pojemność magazynowania i muszą być okresowo czyszczone. Często spotykanym sposobem regeneracji jest wypalanie sadzy. Dostarcza się w tym celu pewną ilość paliwa do układu wylotowego przed filtrem. Proces spalania tego paliwa podnosi temperaturę w filtrze powyżej temperatury zapłonu sadzy. Dalej wypalanie sadzy przebiega samoczynnie, aż do oczyszczenia filtra.




**Rys. 16.27.** Schemat zabudowy reaktora katalitycznego utleniającego w tłumiku za turbiną silnika ZS [37]

W silnikach dużej mocy, stosowanych do napędu samochodów ciężarowych, w zakresie obciążeń maksymalnych energia zawarta w spalinach jest wyższa niż zapotrzebowanie sprężarki. Do odzyskania tej części energii są niekiedy wprowadzane turbiny drugiego stopnia, sprzęgnięte przez sprzęgło hydrauliczne i przekładnie redukcyjne z wałem korbowym silnika. Taki układ, dość skomplikowany i kosztowny, umożliwia kilkuprocentowe zwiększenie mocy silnika z jednoczesnym zwiększeniem sprawności ogólnej. Rozbudowany układ wylotowy takiego silnika, współpracujący z turbiną drugiego stopnia i przekładniami sprzęgniętymi z wałem korbowym przedstawiono na rys. 16.28.

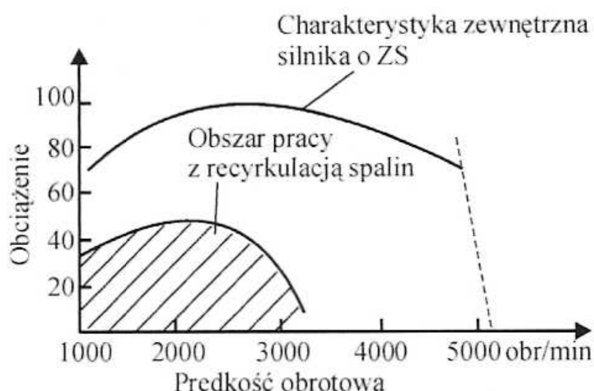


**Rys. 16.28.** Układ wylotowy silnika SCANIA (470 KM, RL) [55]

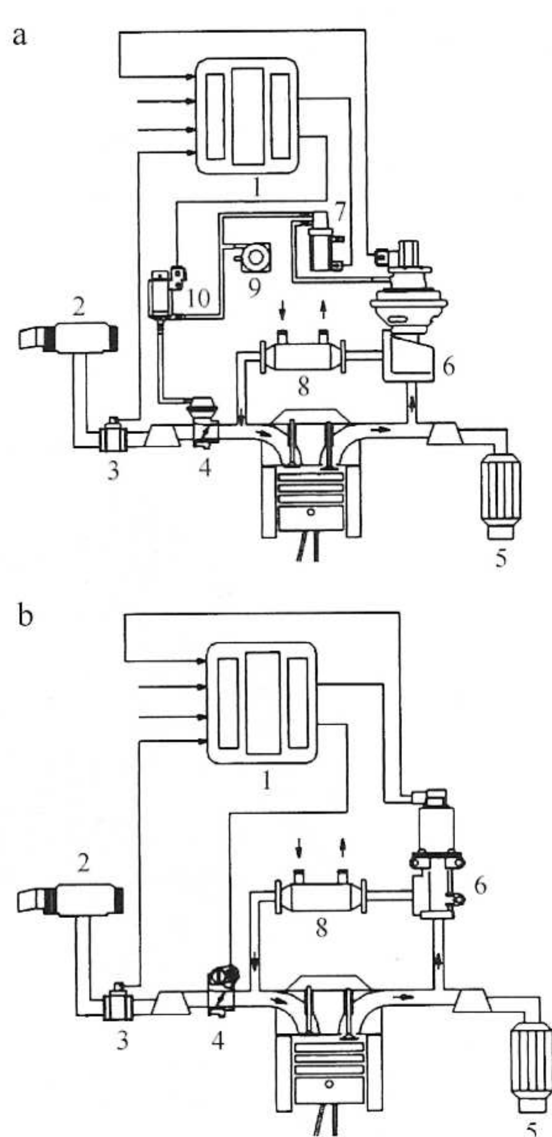
### 16.4.4. Recyrkulacja spalin w silnikach ZS

Istotnym elementem układu wylotowego turbodoładowanego silnika ZS (związanym także z układem dolotowym) jest układ recyrkulacji spalin. Zakres stosowania recyrkulacji jest ograniczony do mocy częściowych. Podczas pracy zimnego silnika recyrkulacja wpływa na poprawienie warunków spalania: podwyższenie temperatury ładunku po uruchomieniu silnika, poprawienie warunków odparowania wtryśniętego paliwa, skrócenie czasu zwłoki zapłonu paliwa. Po rozgrzaniu silnika wpływa na zmniejszenie emisji tlenków azotu, zmniejszając bowiem napełnienie świeżym ładunkiem powietrza, zmniejsza masę tlenu i azotu, a także wpływa na obniżenie temperatury obiegu przez fakt, że ciepło właściwe produktów spalania, nie biorących udziału w procesie spalania, jest większe niż powietrza. Ciepło odbierane zatem na ogrzanie tego obojętnego ładunku przyczynia się do obniżenia temperatury obiegu, a to wpływa także na spowolnienie reakcji tworzenia tlenków azotu.

Zakres stosowania recyrkulacji w silnikach ZS w porównaniu z zewnętrzną charakterystyką prędkościową przedstawiono na rys. 16.29. Ograniczenie tego zakresu wynika z pogorszenia przebiegu spalania przy dużych obciążeniach. Ze




**Rys. 16.29.** Obszar obciążeń i prędkości obrotowych, w którym jest stosowana recyrkulacja spalin w silnikach ZS [46]




**Rys. 16.30.** Schemat układów recyrkulacji spalin [46]

*a* — sterowanych pneumatycznie, *b* — sterowanych elektromagnetycznie

*1* — centralka elektroniczna, *2* — filtr powietrza, *3* — przepływomierz powietrza, *4* — przepustnica, *5* — reaktor katalityczny, *6* — zawór recyrkulacji spalin, *7* — sterownik elektropneumatyczny, *8* — chłodnica spalin biorących udział w recyrkulacji, *9* — pompa podciśnieniowa, *10* — zawór elektromagnetyczny

zwiększaniem się masy ładunku spalin pogarszają się warunki kontaktu drobin paliwa z tlenem (zmniejsza się stężenie tlenu w komorze spalania). W szybkoobrotowych silnikach towarzysząca temu zjawisku zwłoka samozapłonu staje się zbyt duża.

Zawór recyrkulacji spalin może być otwierany pneumatycznie bądź elektromagnetycznie, w obu przypadkach sygnałem ze sterownika elektronicznego, który dobiera do zakresu obciążeń i prędkości obrotowych silnika wydatek strumienia spalin płynących do kolektora dolotowego (rys. 16.30).

Doprowadzane do układu dolotowego spaliny są chłodzone, co zapobiega podwyższeniu temperatury ładunku (i w efekcie zmniejszeniu napełnienia), a także podwyższeniu temperatur w procesie spalania, prowadzącemu do zwiększenia stężenia tlenków azotu w spalinach.

**17** ROZDZIAŁ

# Układy chłodzenia

## 17.1. Wprowadzenie

Ciepło dostarczane do tłokowego silnika spalinowego w procesie spalania tylko w części jest przetwarzane na pracę użyteczną odbieraną z wału korbowego silnika. Analiza bilansu cieplnego różnych rozwiązań silników pokazuje, że bezpośrednio na pracę efektywną można przetworzyć ok. 25÷45% dostarczanej energii. Duża część doprowadzanej energii musi być odprowadzana od silnika, ze względu na konieczność obniżenia temperatury jego zespołów. Chodzi tu głównie o tłoki, tuleję cylindra i głowicę. Ciepło jest odprowadzane przez specjalnie ukształtowane układy chłodzenia, a także wskutek promieniowania i przewodzenia przez poszycia kadłuba, głowicy, miski olejowej i innych zespołów silnika. W ten zaplanowany konstrukcyjnie sposób odprowadza się ok. 22÷35% energii dostarczanej z paliwem. Kolejną dużą część, ok. 25÷35% tego ciepła, stanowi ciepło unoszone ze spalinami. Często wyodrębniana część energii w postaci strat mechanicznych (ok. 8÷12%) tak naprawdę już w silniku jest zamieniana na ciepło, które musi być odprowadzane w jeden z opisanych wyżej sposobów. Widać zatem na podstawie tej analizy, że energia, którą należy odprowadzić za pomocą układu chłodzenia, odniesiona do jednostki czasu (moc chłodzenia) jest porównywalna z pracą użyteczną wykonywaną przez silnik w tejże samej jednostce czasu (a zatem z mocą użyteczną silnika). Jest rzeczą oczywistą, że proporcja ta będzie się zmieniała w zależności od konstrukcji silnika (m.in. od odporności elementów na działanie wysokich temperatur). Wartości wskaźnika mocy chłodzenia silników dawnych i współczesnych przedstawiono w tablicy.

We współczesnych silnikach (szczególnie doładowanych silnikach ZS o wtrysku bezpośrednim i silnikach ZI) wartości tego wskaźnika są nieco mniejsze. Świadczy o tym ciągle obserwowane zwiększanie sprawności ogólnej silnika, wynikające z poprawy technologii i wytwarzania zespołów silnika coraz odporniejszych na działanie wysokich temperatur, a także ze stosowanych metod odzyskiwania energii z układu wylotowego.

Wartości wskaźnika mocy chłodzenia

| Rodzaj silnika | | Wskaźnik mocy chłodzenia $q_{ch}=N_{ch}/N_{e\,max}$ | |
|---|---|---|---|
| | | silnik dawniejszy | silnik współczesny |
| ZS, wtrysk bezpośredni | doładowany | 0,6÷0,7 | 0,45÷0,5 |
| | niedoładowany | 0,7÷0,9 | — |
| ZS, wtrysk pośredni | doładowany | 0,8÷0,9 | — |
| | niedoładowany | 0,9÷1,1 | — |
| ZI | doładowany | — | 0,7÷0,8 |
| | niedoładowany | 1,0÷1,3 | 0,8÷0,9 |

Znajomość tych wskaźników pozwala na obliczenie w przybliżony sposób wymaganej mocy układu chłodzenia, tj. ilości ciepła, jakie powinno być odprowadzone przez ten układ w jednostce czasu. Potrzebna jest do tego oczywiście znajomość mocy silnika. Do tych wstępnych obliczeń przyjmuje się wartości mocy znamionowej. Wówczas:

$$N_{ch}=N_{e\,max}\,q_{ch}$$

Jak już zaznaczono, podstawowym zadaniem układu chłodzenia jest odprowadzenie części ciepła ze względu na konieczność zapewnienia bezpiecznego poziomu temperatur ważnych zespołów silnika. Istnieją także inne czynniki ograniczające maksymalne wartości temperatur dotyczących obiegu cieplnego silnika czy też jego zespołów. Należą do nich:

— własności olejów smarujących silnik: pogarszają się ze wzrostem temperatury; z reguły przyjmuje się, że górną dopuszczalną wartością temperatury dla obecnej generacji olejów silnikowych jest ok. 270°C;

— napełnienie cylindra: ze wzrostem temperatury czynnika napływającego do cylindra (grzanego od zespołów silnika) zmniejsza się współczynnik napełnienia, co prowadzi do ograniczenia mocy silnika;

— występowanie spalania stukowego oraz samozapłonów: obydwu tym negatywnym zjawiskom sprzyja wzrost temperatury obiegu;

— rozszerzalność cieplna zespołów silnika: wobec stosowania różnych materiałów o różnych współczynnikach rozszerzalności cieplnej wzrost temperatur wprowadza liczne trudności w doborze pasowań w poszczególnych węzłach; szczególnie istotny staje się problem doboru luzów między tłokiem wykonywanym ze stopów aluminium a cylindrem wykonywanym np. z żeliwa.

Z drugiej strony niekorzystne jest także zbyt intensywne chłodzenie silnika, sprzyja ono bowiem występowaniu wielu negatywnych zjawisk. Należą do nich:

— niedobre warunki odparowania paliwa: w silnikach ZI prowadzą do zakłóceń procesu spalania, sprzyjają emisji węglowodorów i tlenków węgla, w skrajnych przypadkach doprowadzają do osiadania cząstek ciekłego paliwa na ściankach cylindra i zmywania warstwy oleju, pogarszają jego własności, a także przyspieszają zużycie układu tłok-cylinder; w silnikach ZS prowadzą do zwiększenia opóźnienia samozapłonu, w konsekwencji do nadmiernych szybkości narastania

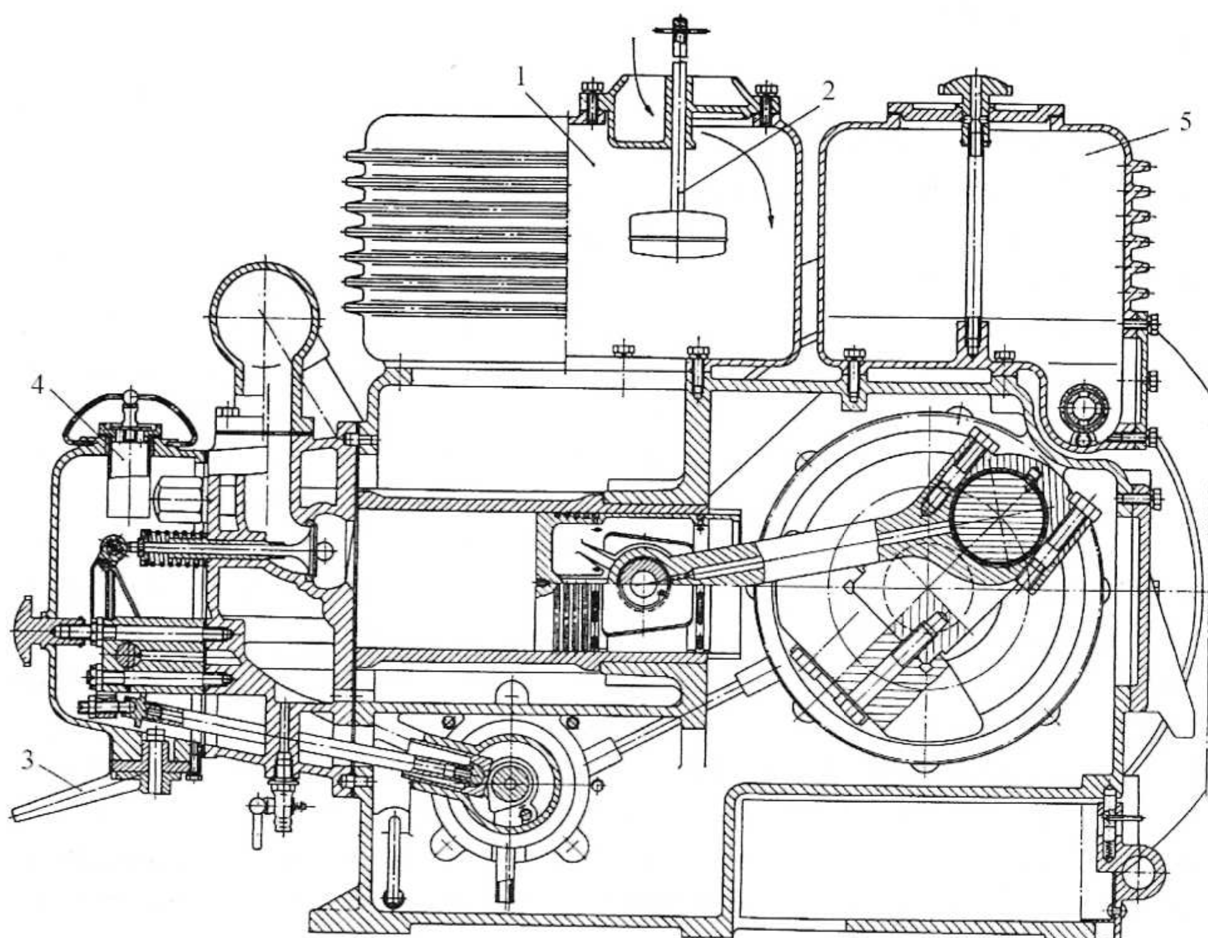
ciśnienia i obciążeń układu tłokowo-korbowego, czemu towarzyszy zwiększenie emisji węglowodorów oraz tlenków azotu;
— obniżenie temperatury ścianek dolnej części cylindra poniżej wartości, przy której powstają warunki do wykroplenia pary wodnej ze spalin: sprzyja korozyjnemu zużyciu cylindra i pierścieni tłokowych;
— zmniejszenie sprawności mechanicznej w wyniku zwiększenia strat tarcia wynikających ze zwiększenia lepkości oleju.

Omówione wyżej ograniczenia maksymalnych i minimalnych temperatur prowadzą do ustalenia warunków równowagi cieplnej silnika. Parametrem, który najczęściej jest analizowany przez sterowniki układu chłodzenia, jest temperatura cieczy chłodzącej na wyjściu z głowicy, w przypadku układu chłodzenia pośredniego (cieczą) lub temperatura powietrza za głowicą, w przypadku chłodzenia bezpośredniego (powietrzem). Należy tu dodać, że działanie układu chłodzenia współczesnego silnika spalinowego, charakteryzującego się dużym stopniem współzależności działania różnych układów, musi prowadzić do optymalizacji wykorzystania strumienia energii dostarczanej do silnika. Czynnikiem, który odprowadza ciepło od układu chłodzenia silnika jest powietrze. Proces musi być realizowany bezpośrednio w wyniku opływu powietrza wokół gorących zespołów silnika lub za pośrednictwem cieczy chłodzącej, kiedy gorące elementy silnika przekazują ciepło do płaszcza cieczowego, a ciecz chłodząca oddaje to ciepło do otoczenia w chłodnicy omywanej przez strumień powietrza. W obecnych rozwiązaniach tłokowych silników samochodowych dominuje chłodzenie pośrednie.

## 17.2. Rys historyczny

### 17.2.1. Układ chłodzenia pośredniego

Najczęściej spotykanym rozwiązaniem w silnikach samochodowych jest pośrednie chłodzenie cieczą o wymuszonym obiegu. Do jego głównych zalet należą:
— dobre odprowadzanie ciepła: wynika z dużej wartości współczynnika przejmowania ciepła między metalową ścianą a cieczą, a także dużej wartości ciepła właściwego stosowanych cieczy chłodzących; duża dowolność kształtowania przepływu cieczy w kanałach stwarza warunki optymalnego kierowania strumienia ciepła, co prowadzi do zmniejszenia naprężeń cieplnych i obniżenia temperatur części gorących w porównaniu z chłodzeniem powietrzem;
— niższy poziom temperatur maksymalnych: prowadzi do zmniejszenia niebezpieczeństwa występowania samozapłonów oraz spalania stukowego (w silniku ZI), co pozwala na stosowanie wyższych stopni sprężania; poprawia napełnienie cylindra, prowadzi zatem do zwiększenia mocy osiąganej z jednostki pojemności skokowej silnika; wpływa korzystnie na zachowanie dobrych własności olejów silnikowych;
— dobre warunki wyciszenia pracy silnika: płaszcz cieczy chłodzącej dobrze tłumi drgania mechaniczne;
— większa sztywność kadłuba i bloku cylindrów;




**Rys. 17.1.** Przekrój silnika chłodzonego przez odparowanie cieczy chłodzącej (silnik S60 — WSW Andoria) [69]
*1* — zbiornik wody, *2* — wskaźnik poziomu wody, *3* — odprężnik, *4* — wlew oleju, *5* — zbiornik paliwa

— dobre warunki wykorzystania ciepła z układu chłodzenia np. do ogrzewania wnętrza pojazdu.

Do wad należy zaliczyć:

— wyższe koszty produkcji silnika i osprzętu;
— dłuższy czas nagrzewania zimnego silnika; jest to czynnik wpływający na szybkość zużycia złożenia tłok-cylinder; prowadzi do większego zużycia tego zespołu w porównaniu z chłodzeniem bezpośrednim powietrzem w czasie nagrzewania silnika.

Pierwsze rozwiązania układu chłodzenia cieczą były oparte na zasadzie odparowania wody (rys. 17.1). Czynnik ten, ogólnie dostępny, charakteryzuje się dużą wartością ciepła parowania. Taki układ zapewniał samostabilizację cieczy chłodzącej. W przypadku wody w warunkach normalnych temperatura wrzenia wynosi 100°C. Woda w układzie chłodzenia była doprowadzana do temperatury wrzenia wokół gorących ścianek tulei cylindra oraz w przestrzeniach głowicy. Parowanie odbywało się na powierzchni swobodnej wody w zbiorniku *1* (patrz rys. 17.1). Prosty wskaźnik pływakowy *2* informował o konieczności jej uzupełnienia, stanowiącej pewną niedogodność w eksploatacji. Wadą tego układu było również wytrącanie kamienia kotłowego osiadającego na ściankach, co w konsekwencji prowadziło do

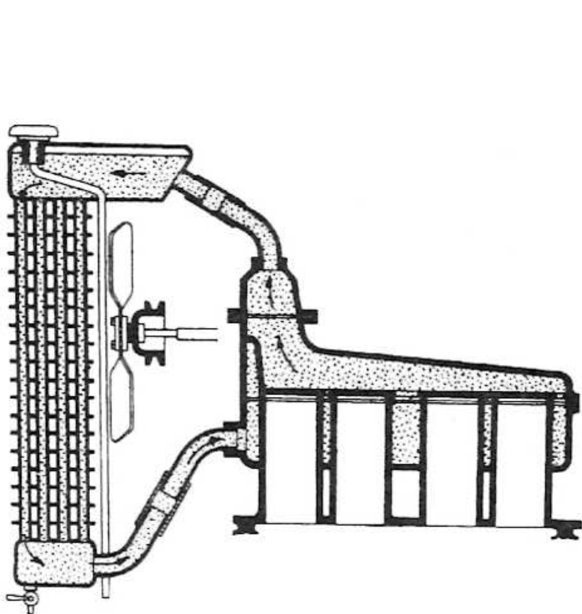
pogorszenia warunków odprowadzania ciepła i przegrzania gorących elementów silnika.

Rozwiązanie to, jako niewygodne w obsłudze i stwarzające pewne problemy z zachowaniem poprawnych warunków odprowadzania ciepła w strefie wrzenia, w której gorące elementy silnika są omywane w sposób niekontrolowany cieczą lub parami cieczy, w zasadzie nie jest stosowane do silników trakcyjnych. Pozostało w starszych rozwiązaniach silników stacjonarnych. Jako swoistą ciekawostkę warto zauważyć, że silniki te ze względu na swoją prostą budowę, a także niską cenę były i są chętnie wykorzystywane do ciągników własnej (domowej) konstrukcji na Podhalu.

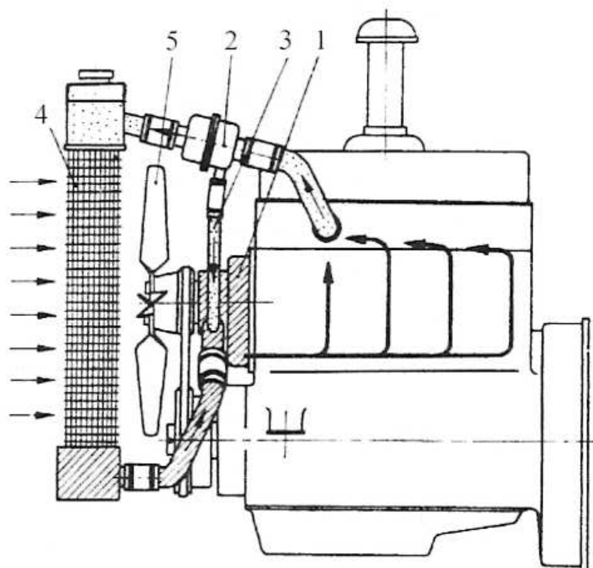
W silnikach samochodowych pojawiły się układy chłodzenia z wykorzystaniem pośrednictwa cieczy, ale utrzymywanej w temperaturze niższej niż temperatura wrzenia. Dawało to gwarancję ciągłego kontaktu gorącego elementu silnika z czynnikiem chłodzącym w fazie ciekłej. Ten fakt poprawia warunki przepływu strumienia ciepła. Pierwsze proste konstrukcje były oparte na grawitacyjnym obiegu wody między gorącymi elementami silnika a chłodnicą (rys. 17.2).

Ciecz grzana wokół cylindrów oraz w głowicy przepływa grawitacyjnie do górnego zbiornika chłodnicy. W niej schładzana strumieniem powietrza wywołanym głównie przez wentylator przemieszcza się ku dolnemu zbiornikowi (na skutek zwiększenia gęstości ze spadkiem temperatury). Dolny zbiornik jest połączony z niższą częścią płaszcza cieczy chłodzącej wokół cylindrów. Intensywność przepływu cieczy zależy od spadku temperatury w chłodnicy, ten z kolei od wydatku wentylatora, czyli od prędkości obrotowej silnika. Jest tu zachowany pewien logiczny związek między obciążeniem silnika a intensywnością odprowadzanego ciepła. Większa moc silnika, wymagająca większej intensywności odprowadzania ciepła, jest uzyskiwana przy większej prędkości obrotowej silnika.

Mimo prostej konstrukcji układy te charakteryzowały się wieloma wadami, jak np.
— zbyt mała prędkość przepływu cieczy chłodzącej od górnej do dolnej części chłodnicy prowadziła do nadmiernego przechłodzenia dolnych partii tulei cylin-



**Rys. 17.2.** Grawitacyjny układ chłodzenia cieczą




**Rys. 17.3.** Schemat układu chłodzenia o wymuszonym obiegu cieczy [69]
*1* — pompa cieczy, *2* — termostat, *3* — przewód krótkiego obiegu, *4* — chłodnica, *5* — wentylator

drów, a jednocześnie w części górnej temperatura była dosyć wysoka; w efekcie występowały znaczne różnice w odkształceniu i obciążeniu cieplnym zespołów silnika;

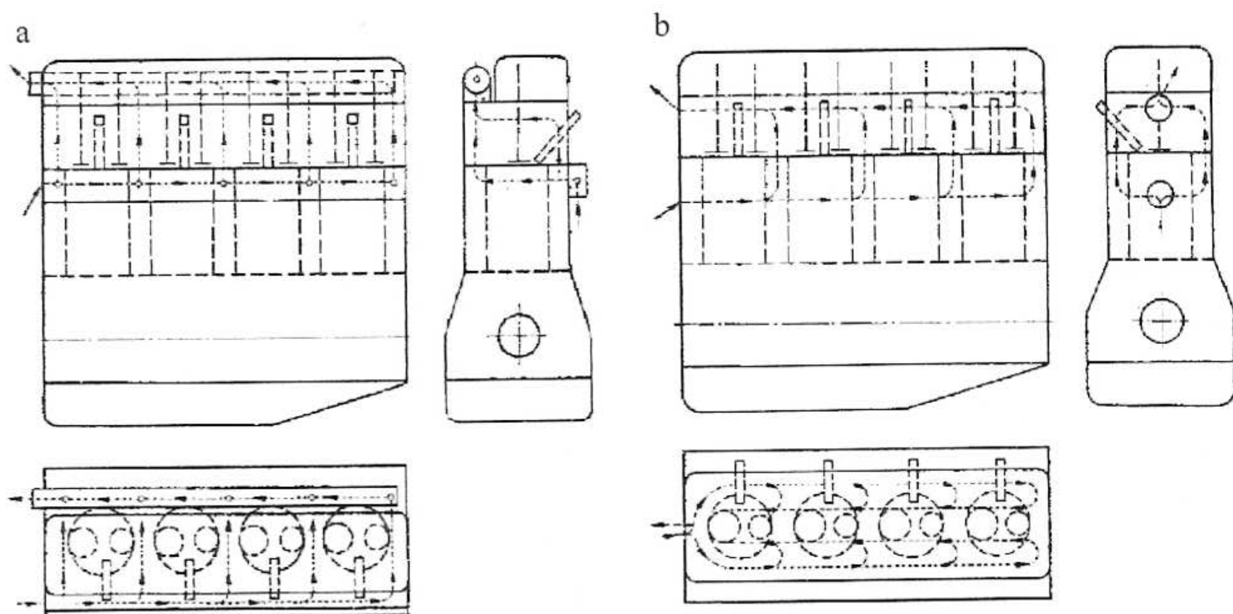
— długi okres rozgrzewania silnika, wynikający z dużej pojemności układu chłodzenia, powodował pogorszenie się w tym czasie warunków pracy silnika, co prowadziło do zwiększenia zużycia paliwa oraz intensywności zużycia zespołów.

Opisany wyżej układ był stosowany w prostych, niezbyt obciążonych dolnozaworowych silnikach, głównie ZI. W tym bowiem rozwiązaniu możliwe było ukształtowanie przestrzeni cieczy w głowicy w formie kolektora zbiorczego o przekroju zwiększającym się w miarę zbliżania się do części górnej powiązanej z przewodem odprowadzającym ciecz do chłodnicy (patrz rys. 17.2). Pojawiły się zatem układy z wymuszonym obiegiem cieczy chłodzącej (rys. 17.3). W ogólnych założeniach były one już zbliżone do rozwiązań obecnych.

W układ wprowadzono pompę cieczy *1*, napędzaną zazwyczaj przekładnią pasową od wału korbowego, tę samą, która służyła do napędu wentylatora *5*. Zwiększono w ten sposób wydatek cieczy chłodzącej przez zwiększenie prędkości jej przepływu. Pozwoliło to na poprawę warunków przepływu cieczy chłodzącej przez blok cylindrów oraz nadawanie coraz bardziej skomplikowanych kształtów przestrzeni cieczy chłodzącej w głowicy (wobec wprowadzenia rozrządu górnozaworowego). Wpłynęło na zmniejszenie pojemności układu chłodzenia, a także wymiarów zewnętrznych chłodnicy. Umożliwiło pracę układu chłodzenia przy mniejszej różnicy temperatur między górnym a dolnym zbiornikiem chłodnicy, wpłynęło zatem również na zmniejszenie różnic temperatur cieczy chłodzącej w kadłubie. Wymuszenie przepływu cieczy przy użyciu pompy pozwoliło także na wprowadzenie tzw. małego obiegu *3*, w celu skrócenia fazy rozgrzewania zimnego silnika. (Pamiętamy, że w wyżej omawianym przypadku obieg był wymuszony spadkiem temperatury w chłodnicy.)

W pierwszych rozwiązaniach układ był otwarty. Górny zbiornik chłodnicy stanowił rodzaj zbiornika wyrównawczego. Układ pracował przy ciśnieniu otoczenia. Temperatura cieczy była ograniczona temperaturą jej wrzenia w warunkach otoczenia. Takie rozwiązanie było podyktowane także względem zachowania szczelności w elementach całego układu. Wydatek cieczy był uzależniony od prędkości obrotowej silnika, podobnie jak strumień ciepła odprowadzany z chłodnicy wobec prostego napędu wentylatora od wału korbowego silnika. Jednoczesne powiązanie powyższych parametrów gwarantowało dosyć dobrą zależność wymuszonego strumienia ciepła odprowadzanego przez układ chłodzenia od mocy rozwijanej przez silnik. Przepływ cieczy małym lub dużym obiegiem (przez chłodnicę) sterowany był termostatem *2*.

Pewną wadą omawianego rozwiązania był ciągły napęd wentylatora, pracującego nawet wówczas, gdy duży obieg był zamknięty oraz przy małych przepływach cieczy przez chłodnicę w niskich temperaturach otoczenia, kiedy do schłodzenia cieczy wystarczał naturalny przepływ powietrza (na skutek ruchu samochodu). Wówczas znaczna część mocy silnika, nawet $4 \div 6\%$ mocy znamionowej, była bezużytecznie tracona na napęd wentylatora. Stosowane były dwa rozwiązania przepływu cieczy w silniku: wzdłużny i poprzeczny (rys. 17.4). Ze względu na zapewnienie podobnych temperaturowych warunków chłodzenia wszystkich cylindrów, korzystniejszy jest przepływ poprzeczny.



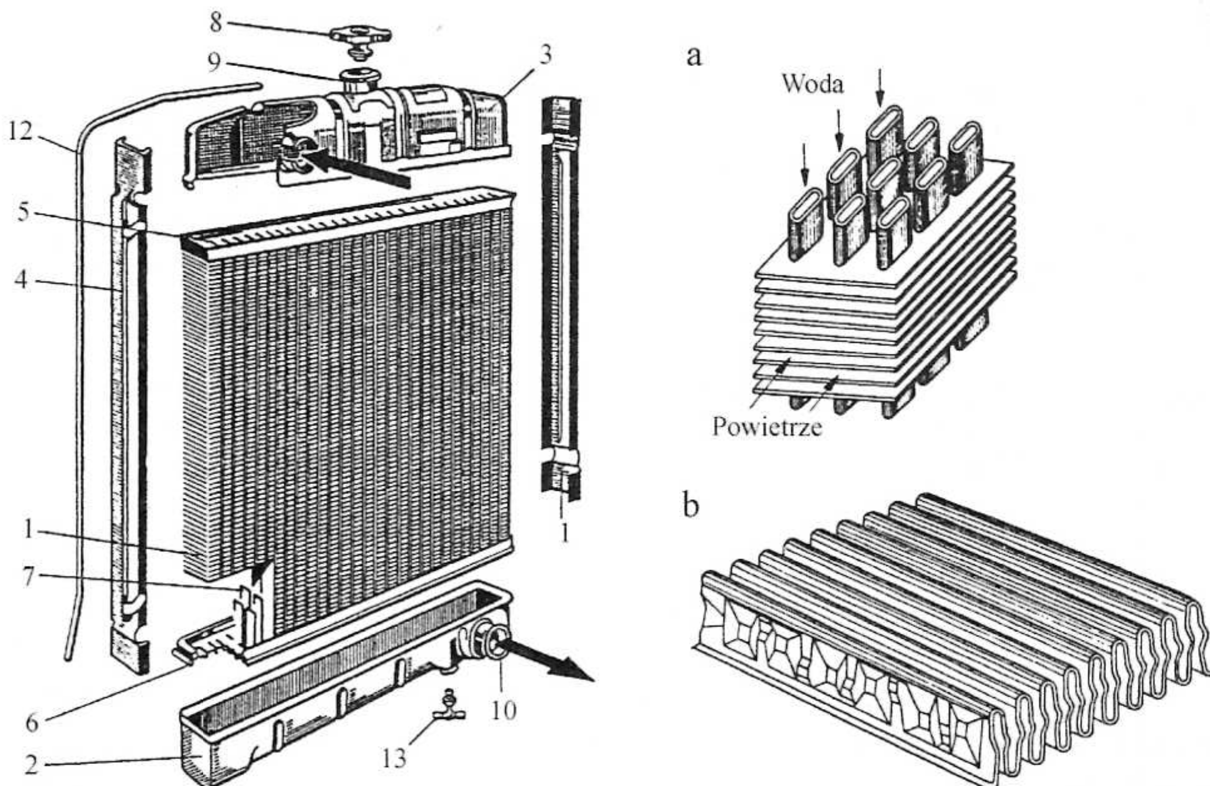

**Rys. 17.4.** Schemat przepływu cieczy chłodzącej przez silnik [69]
*a* — przepływ wzdłużny, *b* — przepływ poprzeczny

Opisywany układ doczekał się kolejnych modernizacji i udoskonaleń. W charakterystycznej wersji stosowanej w większości pojazdów samochodowych lat siedemdziesiątych XX w. został uzupełniony o wentylator sterowany elektromagnetycznym sprzęgłem. Napęd tego zespołu był załączany tylko wówczas, gdy temperatura w dolnym zbiorniku chłodnicy była zbyt wysoka. Zabudowany tam czujnik temperatury przez stycznik uruchamiał sprzęgło i wentylator.

Drugą istotną zmianą było wprowadzenie obiegów zamkniętych. Wówczas to ciecz chłodząca ze wzrostem temperatury była utrzymywana pod pewnym podwyższonym, ale kontrolowanym ciśnieniem. Pozwalało to na dopuszczenie do wyższych temperatur na wylocie z głowicy. Wzrost ciśnienia podwyższał bowiem temperaturę wrzenia. Wymiana ciepła w chłodnicy już w wyższej temperaturze stawała się bardziej intensywna. Strumień ciepła odprowadzanego zależy bowiem od różnicy temperatur cieczy (w chłodnicy) i powietrza. Omawiany układ chłodzenia składał się zatem z chłodnicy (rys. 17.5), pompy cieczy chłodzącej, termostatu, wentylatora napędzanego od wału korbowego silnika a uruchamianego sprzęgłem elektromagnetycznym.

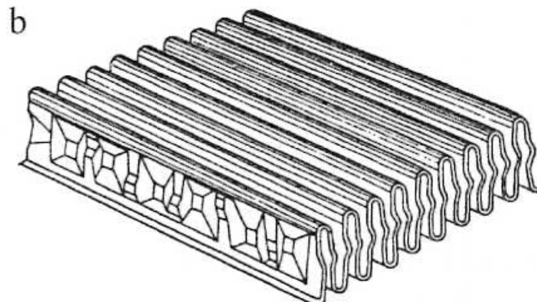
Zbiorniki górny i dolny oraz rdzeń były wykonywane zazwyczaj z blachy mosiężnej. W nielicznych rozwiązaniach była stosowana blacha miedziana, która charakteryzowała się lepszym przewodnictwem cieplnym, lecz była bardziej kosztowna. Rdzeń był wykonywany jako rurkowo-taśmowy lub rurkowo-płytkowy (rys. 17.6). Rurki były wlutowane w płyty zbiornika górnego i dolnego. Płytki z otworami były nałożone na rurki, z zachowaniem odstępów umożliwiających przepływ powietrza. Taśmy faliste wypełniały przestrzeń między rurkami. Oba te rozwiązania służyły zwiększeniu powierzchni wymiany ciepła.

Pole czynnej powierzchni chłodnicy można wstępnie obliczyć na podstawie oszacowania niezbędnej mocy układu chłodzenia (patrz rozdz. 17.1) i porównać z ilością ciepła odprowadzanego przez chłodnicę do powietrza w jednostce czasu.




**Rys. 17.5.** Typowa chłodnica samochodowa lat siedemdziesiątych [4]

*1* — rdzeń, *2* — zbiornik dolny, *3* — zbiornik górny, *4* — obejma lewa, *5* — denko rdzenia górne, *6* — denko rdzenia dolne, *7* — rurki rdzenia, *8* — korek wlewu, *9* — gardziel wlewu, *10* — króciec wylotowy, *11* — obejma prawa, *12* — rurka przelewowa, *13* — kran spustu




**Rys. 17.6.** Wycinek rdzenia rurkowo-płytkowego (*a*) i rurkowo-taśmowego (*b*) [4]

Obowiązuje wówczas zależność:

$$N_{ch} = F k \Delta t$$

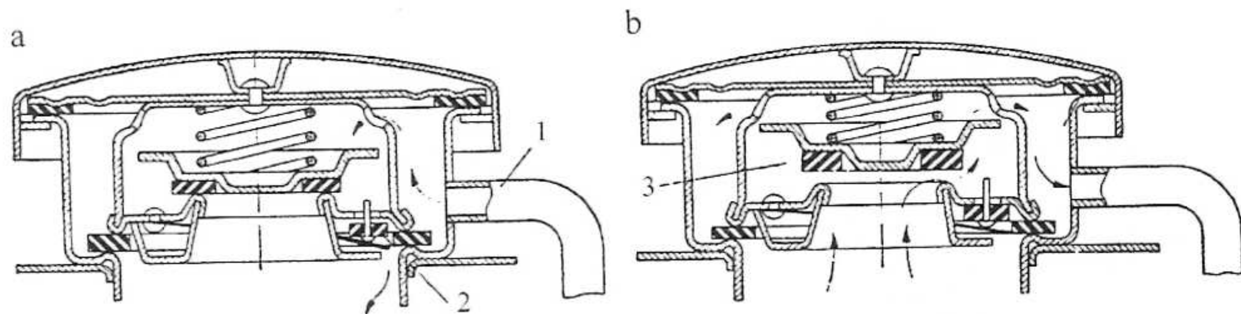
stąd:

$$F = \frac{N_{ch}}{k \Delta t}$$

gdzie:

$N_{ch}$ — moc chłodzenia, [kW];
$F$ — pole powierzchni czynnej, [m$^2$];
$k$ — współczynnik przejmowania ciepła między cieczą chłodzącą a powietrzem w chłodnicy, [kW/(m$^2 \cdot$ K)];
$\Delta t$ — różnica między średnią temperaturą cieczy przepływającej przez chłodnicę i średnią temperaturą powietrza przepływającego przez chłodnicę, [K].

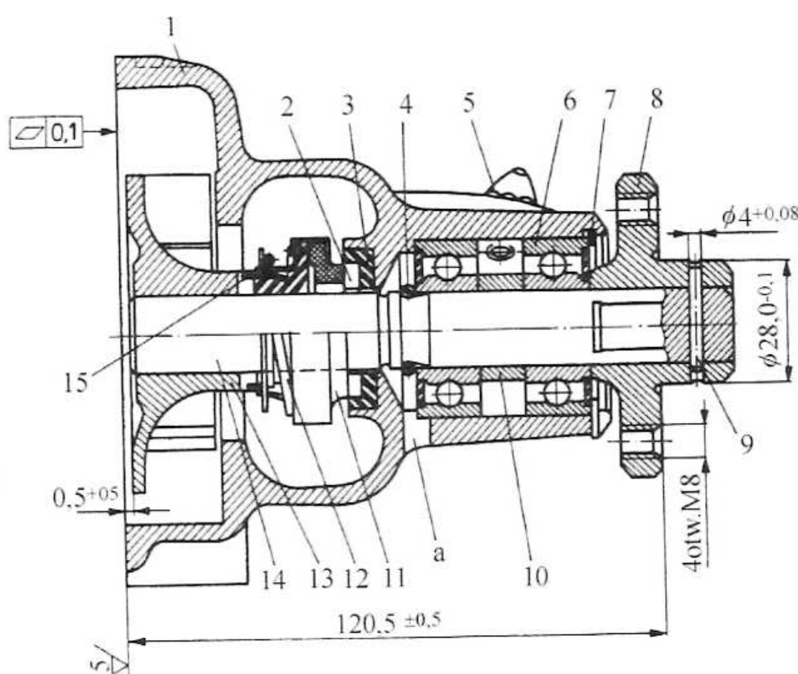
W omawianym zamkniętym układzie chłodzenia istotną rolę odgrywa zawór odpowiedzialny za utrzymanie założonego ciśnienia par cieczy chłodzącej. Był on najczęściej zabudowany w korku wlewu cieczy do chłodnicy (rys. 17.7). Zawór ten umożliwiał także zasysanie powietrza do chłodnicy w czasie jej schładzania. Niewielka siła nacisku sprężyny pozwalała w zasadzie na wyrównanie ciśnienia w chłodnicy




**Rys. 17.7.** Zasada pracy zaworu zabudowanego w korku wlewu cieczy do chłodnicy [4]
*a* — położenie zespołów przy zasysaniu powietrza (schładzanie chłodnicy), *b* — położenie zaworów po przekroczeniu założonego maksymalnego ciśnienia par cieczy w chłodnicy
*1* — rurka przelewowa, *2* — zawór powietrza, *3* — zawór parowy

do poziomu ciśnienia otoczenia po schłodzeniu cieczy do temperatury otoczenia. Siła w sprężynie zaworu nadciśnieniowego była tak dobrana, by utrzymać nagrzany układ pod ciśnieniem wyższym niż ciśnienie otoczenia o ok. 0,03÷0,04 MPa. Podnosi to temperaturę wrzenia wody do ok. 110°C, pozwala zatem na pracę przy wyższych temperaturach cieczy chłodzącej. Układ taki miał i ma szczególne zastosowanie w gorących strefach klimatycznych. Przekrój typowej dla tego układu pompy cieczy przedstawiono na rys. 17.8.

Bardzo istotnym elementem było uszczelnienie między przestrzenią cieczy a ułożyskowaniem wałka. Niedopuszczalne z punktu widzenia trwałości łożysk wałka pompy byłoby przedostanie się cieczy chłodzącej do łożysk. Należy pamiętać, że na wałku tym był osadzony także wentylator. Łożyska były obciążone dosyć znaczną siłą pochodzącą od naciągu paska klinowego napędzającego zespół. Uszczelnienie było zachowywane na zasadzie docisku czoła grafitowej płytki uszczelniacza do czołowej wkładki oporowej wykonanej ze stali nierdzewnej lub mosiądzu. Grafit, odporny na działanie cieczy chłodzącej, zapewniał równocześnie dobre smarowanie powierzchni trących oraz uszczelnienie połączeń. Pierwsze objawy rozszczelnienia układu to




**Rys. 17.8.** Przekrój typowej odśrodkowej pompy cieczy chłodzącej
*1* — korpus, *2* — wkładka oporowa, *3* — gniazdo wkładki oporowej, *4* — pierścień oporowy łożyska, *5* — smarowniczka, *6* — łożysko, *7* — pierścień rozprężny, *8* — piasta koła pasowego napędu pompy, *9* — kołek, *10* — tuleja odległościowa, *11* — płytka uszczelniacza, *12* — sprężyna, *13* — wirnik, *14* — wałek wirnika, *15* — zabierak, *a* — otwór spływu cieczy

pojawienie się kropel cieczy chłodzącej w otworze usytuowanym przed zespołem łożysk. Te o krytej konstrukcji były wypełnione smarem stałym uzupełnianym okresowo przez smarowniczkę. Wymagany masowy wydatek pompy cieczy chłodzącej $m_w$ można obliczyć przy założonym spadku temperatury cieczy w chłodnicy $\Delta t_c$ oraz oszacowanej niezbędnej mocy układu chłodzenia $N_{ch}$ (patrz rozdz. 17.1).

Obowiązuje wówczas zależność:

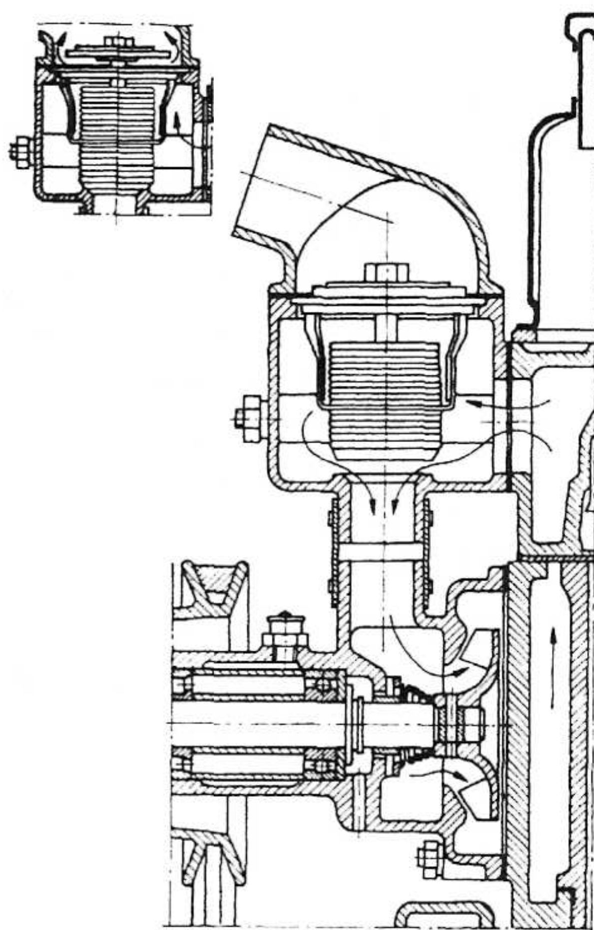
$$N_{ch} = m_w \, c_w \, \Delta t_c$$

stąd:

$$m_w = \frac{N_{ch}}{c_w \, \Delta t_c}$$

gdzie $c_w$ — ciepło właściwe cieczy chłodzącej.

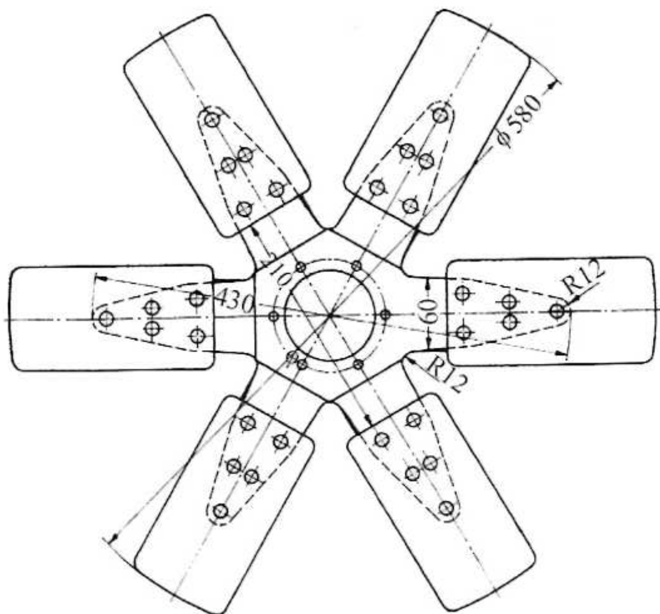
Zabudowa termostatu i zasada uruchamiania małego i dużego obiegu cieczy chłodzącej jest pokazana na rys. 17.9.



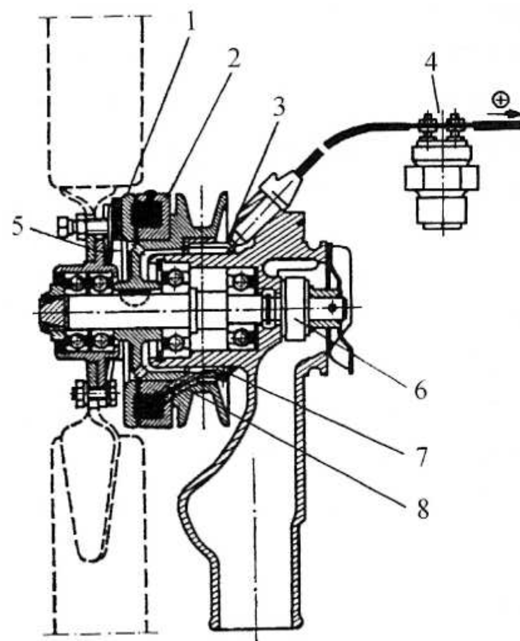
**Rys. 17.9.** Usytuowanie termostatu i zasada jego działania [71]

Termostat, najczęściej puszkowy, z zamkniętym we wnętrzu płynem o niskiej temperaturze wrzenia lub cieczą o dużym współczynniku rozszerzalności objętościowej, był usytuowany w obudowie i działał jako automatyczny zawór dwudrożny. Wraz ze wzrostem temperatury przymykał przepływ przez obwód mały i uruchamiał przepływ obiegiem dużym. Poprawnie i niezawodnie działający termostat po wprowadzeniu płynów niezamarzających w zasadzie wyeliminował stosowane kiedyś żaluzje chłodnicy. Wyręczał skutecznie kierowcę i oczywiście służył szybszemu doprowadzaniu do właściwej pracy po uruchomieniu zimnego silnika. Wentylator chłodnicy najczęściej był wykonywany jako wytłoczki z blachy stalowej lub jako odlew aluminiowy. W omawianych układach pojawiały się już rozwiązania z tworzyw sztucznych. Typowy wentylator nitowany z elementów z blachy stalowej pokazano na rys. 17.10.

Wadą tego rozwiązania był stosunkowo duży moment bezwładności wobec znacznej masy wentylatora ze stalowej blachy. Pojawiał się zatem znaczny moment oporowy w chwili uruchamiania wentylatora za pomocą sprzęgła elektromagnetycznego. Wiązało się to ze znaczną pracą tarcia i zużywaniem sprzęgła. Ponadto znaczna masa wirnika przy odchyłkach wymiarowych wprowadzała niewyważenie obciążające łożyska osi wału pompy i wentylatora. Wpływało to na trwałość tego węzła. Powszechne zatem stało się zastępowanie takiego rozwiązania wentylatorem z tworzywa sztucznego o znacznie mniejszej masie. Sprzęgło elektromagnetyczne służyło do okazjonalnego załączania wentylatora, tylko w czasie przekroczenia założonej temperatury w dolnej części chłodnicy (rys. 17.11).




**Rys. 17.10.** Typowy wentylator składany z wytłoczek z blachy stalowej [71]




**Rys. 17.11.** Napęd wentylatora ze sprzęgłem elektromagnetycznym [4]
*1* — tarcze sprzęgła, *2* — elektromagnes, *3* — szczotka węglowa, *4* — czujnik temperatury, *5* — sprężyna sprzęgła, *6* — uszczelnienie pompy, *7* — pierścień zabierający, *8* — przewód elektryczny

Załączenie sprzęgła następowało w wyniku zadziałania czujnika temperatury *4*, zamknięcia obwodu prądowego zasilającego zwoje elektromagnesu 2, przyciągnięcia zwory stanowiącej tarczę sprzęgła *1*. Po rozwarciu obwodu wentylator obracał się swobodnie w stosunku do osi (na łożyskach tocznych), nie pobierając w tym czasie mocy z wału korbowego silnika.

Wentylatory z reguły były umieszczane za chłodnicą. Działały na zasadzie ssania powietrza przez chłodnicę. Zwiększały intensywność przepływu wymuszonego ruchem pojazdu. We wczesnych konstrukcjach nie były osłonięte. W celu poprawienia warunków przepływu — głównie wydatku powietrza płynącego przez chłodnicę — wprowadzono osłony obejmujące całą chłodnicę lub jej część. Schematy rozwiązań przedstawiono na rys. 17.12.

Podstawą do obliczeń wentylatora jest również oszacowana na wstępie (rozdz. 19) wymagana moc układu chłodzenia $N_{ch}$ oraz założony przyrost temperatury powietrza przepływającego przez chłodnicę $\Delta t_p$. Obowiązuje wówczas zależność:

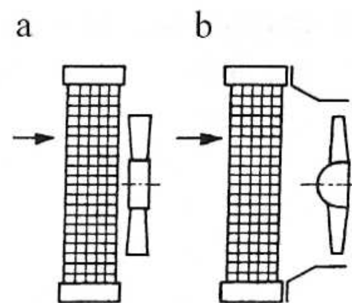
$$N_{ch} = m_p c_p \Delta t_p$$

Wówczas niezbędna ilość powietrza, która musi być zapewniona przez wentylator, wyraża się wzorem:

$$m_p = \frac{N_{ch}}{c_p \Delta t_p}$$

Omówiony szerzej zamknięty układ ze sprzęgłem elektromagnetycznym i wentylatorem napędzanym paskiem klinowym miał także pewne wady i niedoskonałości. Należały do nich:

- ciągły napęd pompy wody mało sprawną przekładnią pasową z prędkością obrotową silnie uzależnioną od prędkości obrotowej silnika;
- brak możliwości podtrzymywania przepływu cieczy chłodzącej po wyłączeniu obciążonego cieplnie silnika; może to doprowadzić do lokalnego wrzenia cieczy w obszarze gorących ścianek głowicy lub kadłuba, intensywność bowiem odprowadzania ciepła gwałtownie maleje wraz z ustaniem przepływu cieczy, co prowadzi do znacznych naprężeń termicznych i przegrzania, szczególnie kanałów wylotowych w głowicy.




**Rys. 17.12.** Schemat zabudowy wentylatora bez tunelu (*a*) i z tunelem (*b*)

## 17.2.2. Układ chłodzenia bezpośredniego (powietrzem)

Drugim od lat stosowanym sposobem chłodzenia było chłodzenie bezpośrednie — powietrzem. Układ taki, choć mniej rozpowszechniony (szacuje się, że dotyczył ok. 10÷15% silników pojazdów samochodowych, nie licząc silników motocyklowych), był stosowany i jest nadal właściwie zarówno w małych silnikach motocyklowych, w prostych, tanich konstrukcjach samochodów osobowych, często dwusuwowych, ale także w dużych silnikach napędzających samochody ciężarowe i autobusy.

Niepodważalne zalety tego układu to

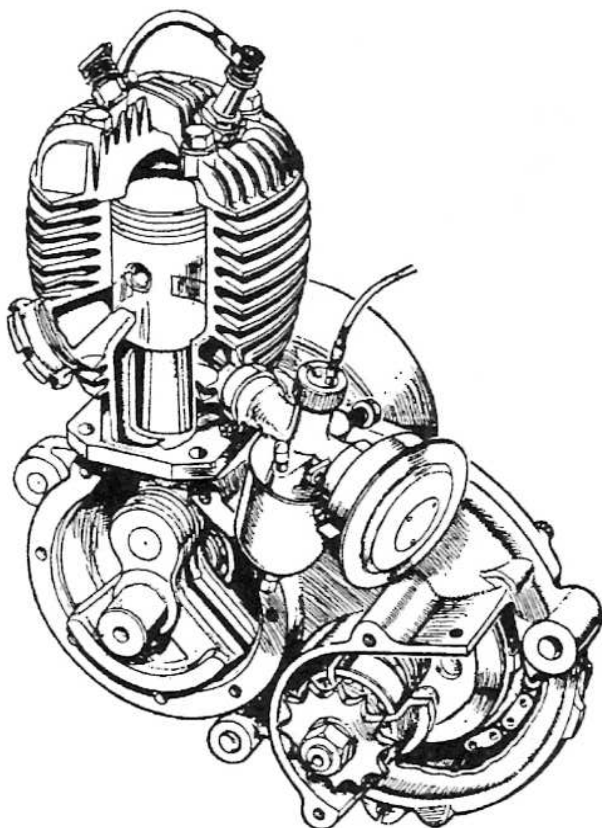
- szybkie nagrzewanie silnika, bardzo istotne z punktu widzenia zużycia złożenia tłok-pierścień-tuleja cylindra; silniki chłodzone powietrzem ze względu na krótszy czas pracy w fazie rozgrzewania wykazują znacznie mniejsze zużycie tych elementów; jest to cecha istotna również w przypadku pojazdów specjalnych, które w krótkim czasie powinny być zdolne do osiągnięcia pełnej mocy po uruchomieniu (np. pojazdy wojskowe, pojazdy straży pożarnej i in.);
- łatwość obsługi wobec braku układu wypełnionego cieczą chłodzącą, podatnego na przecieki, oraz wyeliminowanie możliwości wystąpienia poważnej awarii na skutek przedostania się cieczy do układu smarowania;
- niezawodność w niskich temperaturach otoczenia (płyny chłodzące mają także określoną temperaturę zamarzania);
- prostota konstrukcji kadłuba i głowicy.

Do wad należy zaliczyć

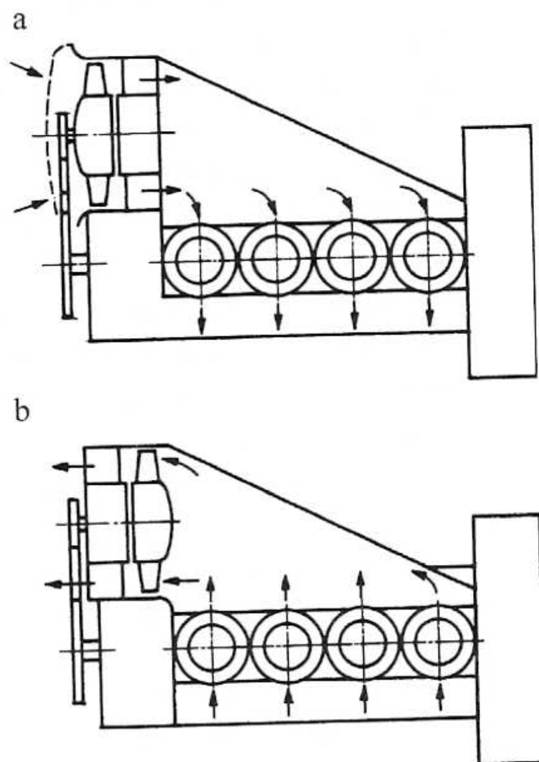
- nieco wyższe temperatury obiegu i gorących zespołów silnika, co sprzyja spalaniu stukowemu oraz występowaniu samozapłonów; w celu uniknięcia tych zjawisk stosuje się nieco niższe stopnie sprężania, lecz to z kolei wpływa na zmniejszenie sprawności ogólnej silnika; wyższe temperatury układu cylindra i głowicy prowadzą także do zmniejszenia współczynnika napełnienia cylindra, a zatem do ograniczenia mocy silnika;
- znaczny pobór mocy przez dmuchawę, stosowaną w większości silników trakcyjnych;
- gorsze warunki pracy oleju silnikowego;
- większą hałaśliwość pracy, wynikającą z braku tłumiącego efektu cieczy chłodzącej oraz rezonującego działania użebrowania kadłuba i głowicy; pewien wpływ mają także luzy montażowe w układzie tłoka i cylindra;

— gorsze warunki zagospodarowania ciepła z układu chłodzenia, np. ograniczona możliwość ogrzewania wnętrza pojazdu ciepłem z układu chłodzenia, gdyż skierowanie wprost strumienia powietrza omywającego głowicę lub kadłub do kabiny zwiększa hałas, a także możliwość przedostania się produktów wypalania zanieczyszczeń osadzających się na użebrowaniu; często jest to np. przedostający się olej silnikowy w wyniku rozszczelnienia układu lub wylany wskutek nieuwagi przy obsłudze silnika; istnieje także pewne niebezpieczeństwo przedostawania się spalin układem nawiewu do wnętrza pojazdu;
— konieczność zwiększenia odległości między osłonami cylindrów ze względu na użebrowanie, co prowadzi do zwiększenia długości silnika i jego masy;
— zmniejszenie sztywności konstrukcji kadłuba, ze względu na stosowanie indywidualnych cylindrów i głowic;
— trudność w umieszczeniu wału rozrządu w głowicy silnika wobec stosowanych najczęściej indywidualnych cylindrów i głowic.

Jednymi z pierwszych były najprostsze rozwiązania stosowane w silnikach motocyklowych. Niezbędny strumień powietrza wynikał z prędkości ruchu motocykla. Zagadnieniem istotnym było odpowiednie ukształtowanie użebrowania głowicy i cylindra. Obowiązywała zasada, aby pole powierzchni zewnętrznej wymiany ciepła (powierzchnia użebrowana) było około dziesięciokrotnie większe od pola powierzchni komory spalania. Tego typu rozwiązanie było stosowane zarówno do silników dwusuwowych, jak i czterosuwowych. Konstruktorzy z czasem wprowadzili dodatkowe owiewki, kierujące strumień powietrza na gorące elementy głowicy i cylindra.



**Rys. 17.13.** Silnik motocyklowy VILLERS 98 cm$^3$ bezpośrednio chłodzony powietrzem (bez dmuchawy) [51]




**Rys. 17.14.** Podstawowe układy wymuszenia przepływu powietrza chłodzącego [69]

*a* — tłoczący, nadciśnieniowy, *b* — zasysający, podciśnieniowy

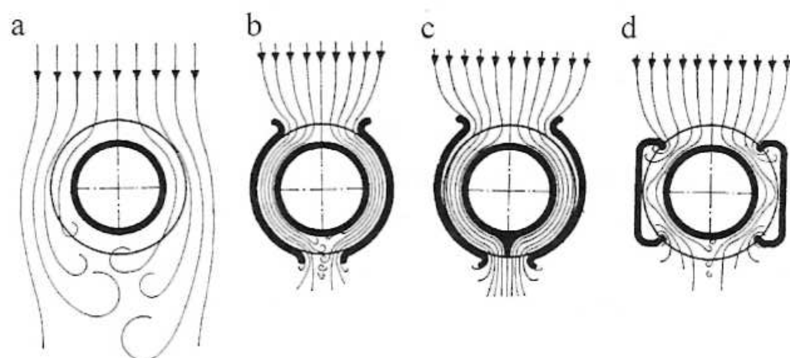
Najczęściej spotykane były silniki jednocylindrowe. Silniki rzędowe dwucylindrowe były usytuowane poprzecznie. Dobrym rozwiązaniem było poziome ułożenie osi cylindrów po jednym na każdą stronę (tzw. bokser), charakterystyczne dla motocykli firmy BMW. Widok silnika motocyklowego chłodzonego powietrzem bez dodatkowej dmuchawy przedstawiono na rys. 17.13.

Silniki chłodzone bezpośrednio powietrzem stosowane do samochodów wymagały bardziej rozbudowanych układów chłodzenia, wyposażonych w dmuchawy oraz systemy sterowania intensywności przepływu powietrza, jak też rozdziału na poszczególne cylindry. Wynikało to z zabudowy silnika w przedziale silnika, ale także z faktu, iż często pojazdy o specjalnym przeznaczeniu poruszały się z małymi prędkościami przy znamionowych obciążeniach silnika.

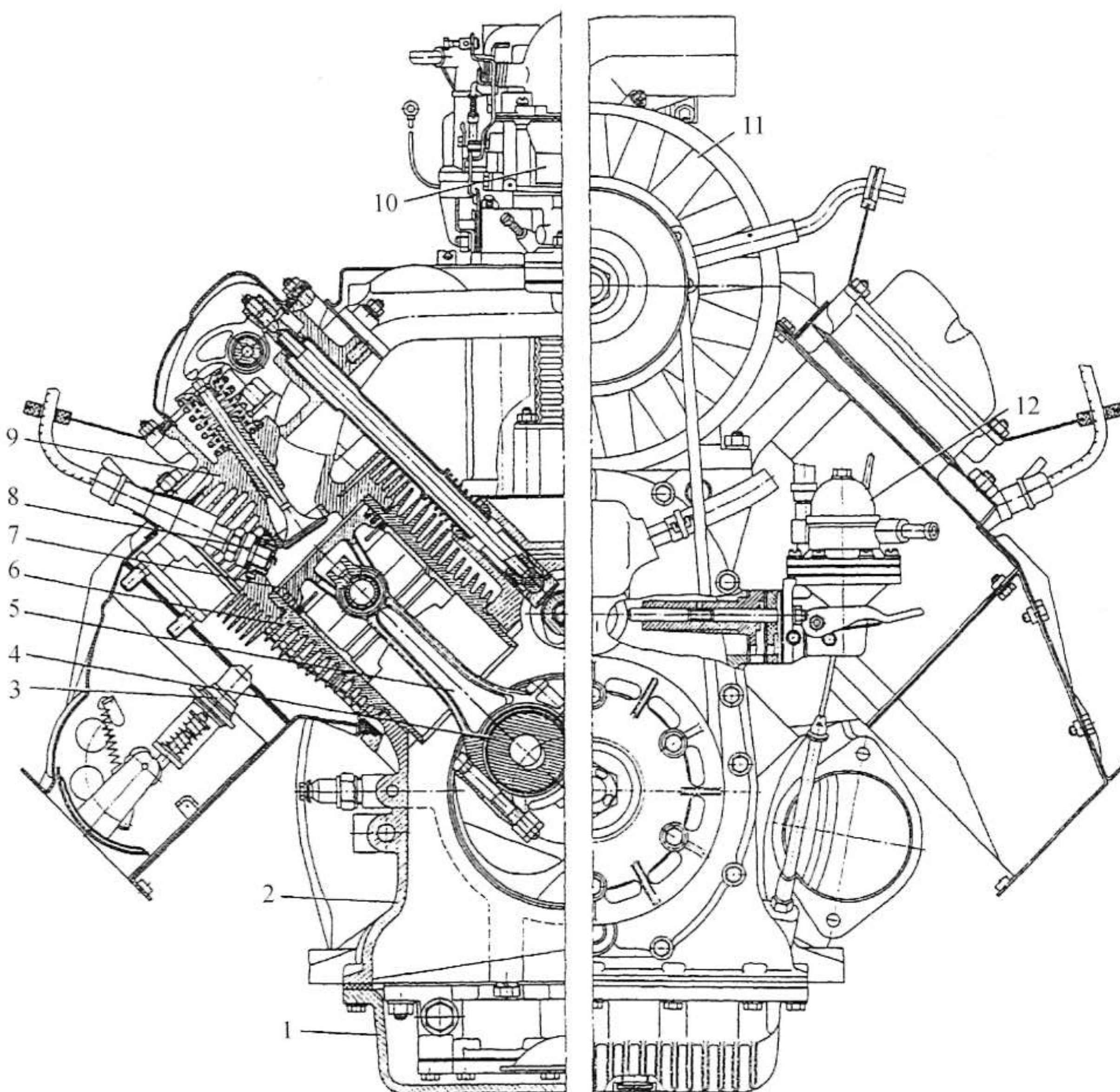
Układy chłodzenia bezpośredniego (powietrzem) były stosowane w zasadzie do prostych, tanich samochodów osobowych. Były one powszechne jeszcze w latach sześćdziesiątych ubiegłego stulecia, w tak popularnych samochodach osobowych jak VOLKSWAGEN, SAAB, DAF, ZAPOROŻEC, TRABANT, FIAT. Chyba ostatnim przykładem pojazdu wyposażonego w silnik takiego typu był FIAT 126p, produkowany do 2000 roku. Wydaje się, że era tego typu rozwiązań stosowanych w samochodach osobowych dobiegła końca. Rozwiązania konstrukcyjne były dosyć zróżnicowane, w zależności od wielkości silnika oraz od ułożenia cylindrów. Biorąc pod uwagę sposób wymuszenia przepływu powietrza, można było wyróżnić układ tłoczący — nadciśnieniowy i zasysający — podciśnieniowy (rys. 17.14).

Z punktu widzenia poprawnego opływu powietrza wokół cylindra i głowicy, zapewniającego dobre warunki odprowadzania ciepła, duże znaczenie miało właściwe ukształtowanie indywidualnych osłon wokół cylindrów. Przykłady wpływu tych osłon na kształt strug powietrza obrazuje rys. 17.15. Analiza rysunku uzasadnia konieczność stosowania osłon, a także starannego doboru ich kształtu. Do wymuszenia przepływu były stosowane dmuchawy promieniowe lub osiowe. Musiały one zapewniać wydatek powietrza zależnie od mocy i rozwiązania silnika: ok. $40 \div 60$ m$^3$/(kW · h) dla silników ZI i ok. $50 \div 70$ m$^3$/(kW · h) dla silników ZS. Musiały zapewniać także odpowiednią różnicę ciśnień, ok. 1,5 kPa dla silników ZI i ok. $1{,}5 \div 2{,}5$ kPa dla silników ZS. Warunki te są istotne ze względu na konieczność utrzymania odpowiedniej prędkości przepływu powietrza między żebrami. Dmuchawa była napędzana zazwyczaj przekładnią pasową od wału korbowego silnika.

W celu dopasowania skuteczności chłodzenia do zmiennych obciążeń silnika, stosowano różne rozwiązania dławienia lub upustu powietrza. Do najprostszych, często stosowanych w małych silnikach samochodów osobowych, należy zaliczyć




**Rys. 17.15.** Wpływ kształtu osłon cylindra na kształt strug powietrza omywającego [42]
*a* — bez osłony, *b*, *c*, *d* — z osłonami

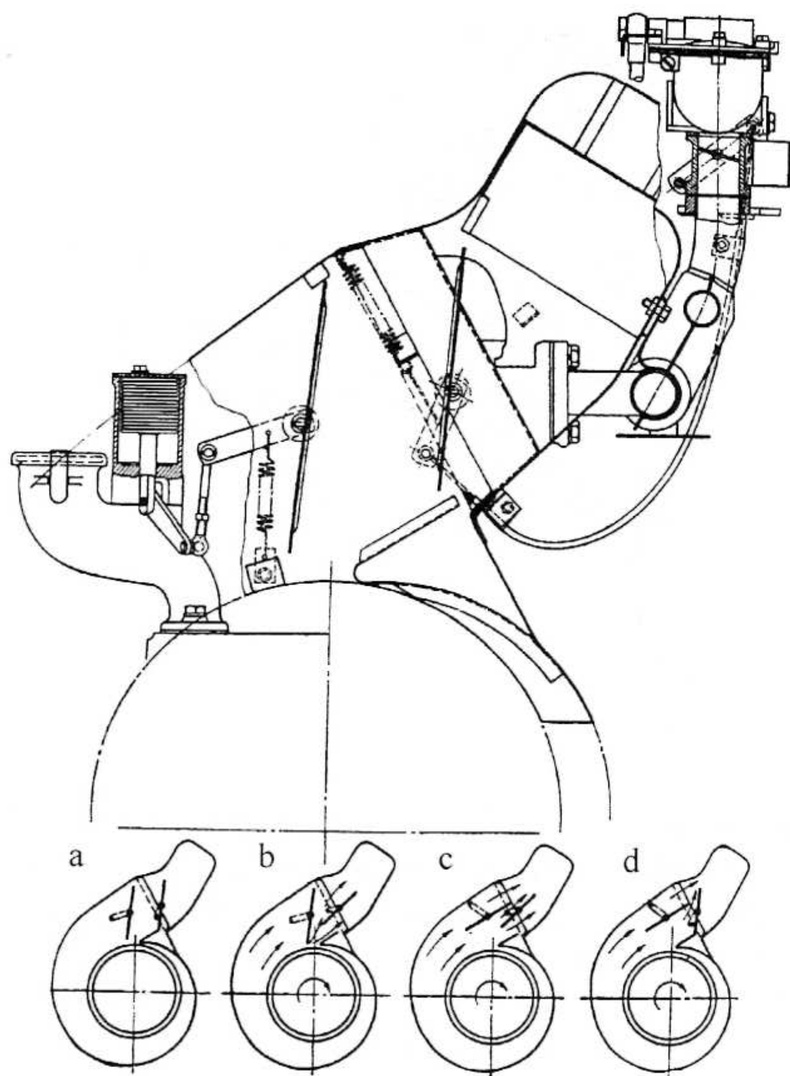



**Rys. 17.16.** Przekrój i widok silnika chłodzonego bezpośrednio powietrzem z upustem za cylindrami [11]

*1* — miska olejowa, *2* — kadłub, *3* — termostat, *4* — wał korbowy, *5* — korbowód, *6* — cylinder, *7* — tłok, *8* — świeca zapłonowa, *9* — głowica cylindrów, *10* — gaźnik, *11* — kompletne urządzenie nakierowujące powietrze dmuchawy z wirnikiem i alternatorem, *12* — pompa paliwa

upust powietrza z dmuchawy. Takie rozwiązanie dotyczyło m.in. silników samochodów FIAT 126p czy też ZAPOROŻEC.

Silnik samochodu ZAPOROŻEC, widlasty, o układzie cylindrów po 2 w rzędach, został wyposażony w dmuchawę osiową umieszczoną między cylindrami (rys. 17.16). Powietrze było kierowane tunelami do każdego rzędu cylindrów. Intensywność chłodzenia była regulowana zmianą swobodnego przekroju upustu powietrza za dmuchawą. Rozwiązanie to nie jest zbyt korzystne z punktu widzenia poboru mocy przez dmuchawę, pracuje ona bowiem w sposób ciągły w warunkach znacznego przepływu oraz nadciśnienia po stronie tłoczenia i pobiera znaczną moc z wału korbowego silnika. Intensywność chłodzenia zależy od prędkości obrotowej silnika. Nie jest wprost uzależniona od obciążenia silnika. Wydatek jest regulowany termostatem omywanym strumieniem gorącego powietrza, który przy określonej temperaturze uchyla przesłonę powietrza na wylocie.

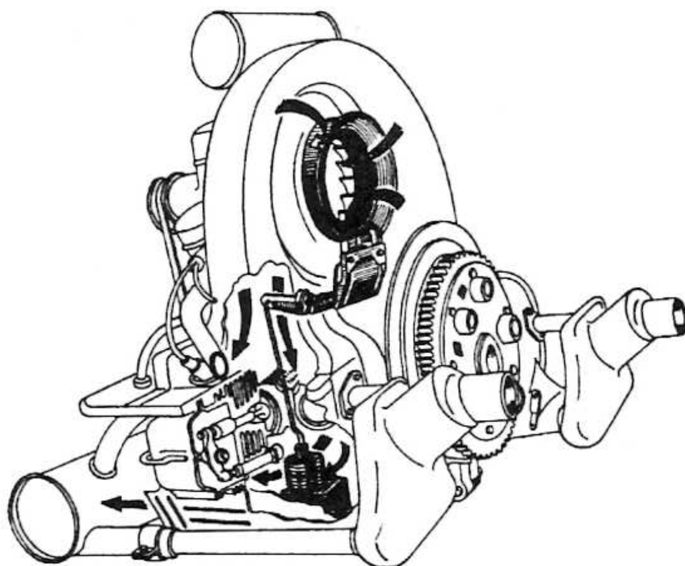



**Rys. 17.17.** Schemat regulacji intensywności chłodzenia przez dławienie przepływu za dmuchawą [52]
*a* do *d* — ustawienia przesłon sterowniczych

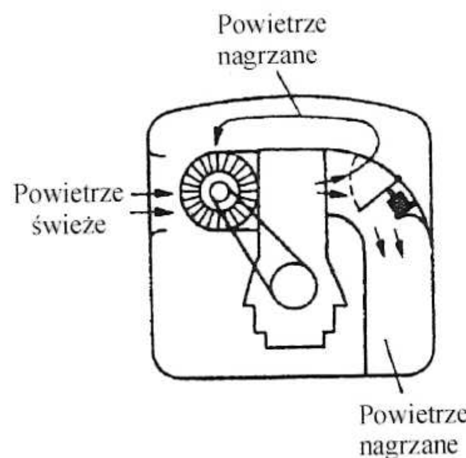
Innym rozwiązaniem było dławienie przepływu powietrza za dmuchawą przy użyciu dwóch przesłon: jednej sterowanej termostatem, drugiej związanej mechanicznie z przepustnicą (rys. 17.17). Zaletą tego rozwiązania było szybkie powiązanie intensywności chłodzenia ze zmianami obciążenia. Podczas pracy zimnego silnika sterowana termostatem przesłona dławiła silnie przepływ (rys. 17.17*a* i *b*), niezależnie od obciążenia silnika (położenia przepustnicy). W przypadku pracy silnika nagrzanego intensywność chłodzenia zależała w zasadzie od położenia przesłony związanej z przepustnicą (zatem mimo pełnego otwarcia przesłony sterowanej termostatem wydatek powietrza zależał od aktualnego obciążenia silnika) — rys. 17.17*c* i *d*. Ponadto korzystną cechą było dławienie przepływu, które nieznacznie zmniejsza moc pobieraną przez dmuchawę.

Kolejnym rozwiązaniem było dławienie powietrza na wlocie do dmuchawy. Termostat analizujący temperaturę powietrza za silnikiem uruchamiał dźwigniowo układ dławienia. Elementem dławiącym przepływ był pierścień wsuwany osiowo w otwór wlotowy do dmuchawy (rys. 17.18).To rozwiązanie działało z pewną zwłoką w stosunku do zmian obciążenia silnika. Stosowane było w samochodach VOLKSWAGEN.

W celu zapewnienia szybkiego nagrzania silnika po rozruchu wprowadzono układ, w którym powietrze w czasie nagrzewania silnika było ponownie kierowane

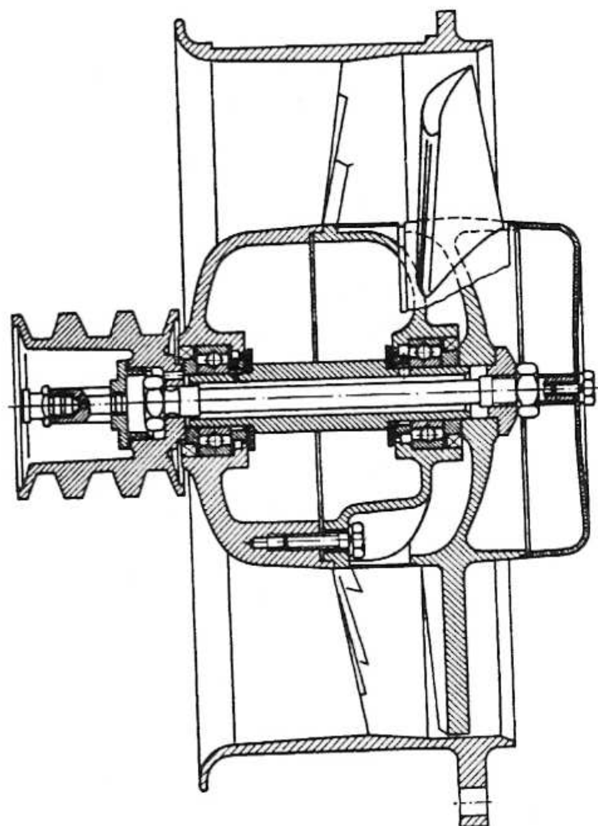


**Rys. 17.18.** Układ chłodzenia powietrzem samochodu VOLKSWAGEN, z dławieniem przepływu na wlocie do dmuchawy [52]




**Rys. 17.19.** Układ sterowania intensywności chłodzenia przez powtórne skierowanie powietrza nagrzanego do dmuchawy [52]

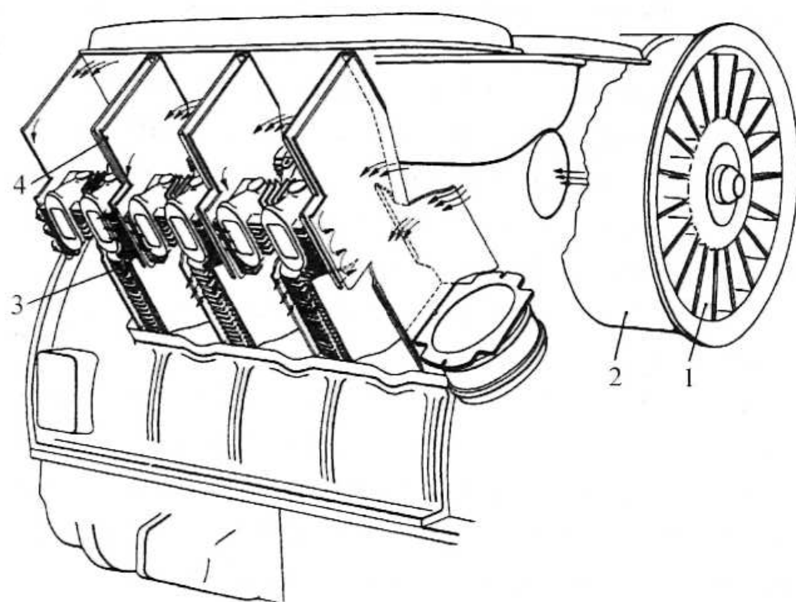
do dmuchawy (rys. 17.19). Dmuchawa pracowała ciągle w warunkach maksymalnego wydatku. Zmniejszało to niebezpieczeństwo lokalnego przegrzania elementów silnika. Najkorzystniejszym rozwiązaniem było stosowanie dmuchawy o zmiennym wydatku, najczęściej w wyniku zmian prędkości obrotowej. Było to rozwiązanie dosyć kosztowne, gdyż wymagało wprowadzenia mechanizmu zmieniającego w sposób ciągły przełożenie między osią dmuchawy a wałem korbowym silnika. Stosowane było w dużych silnikach samochodów ciężarowych. Pozwalało na ograniczenie mocy pobieranej przez dmuchawę w przypadku mniejszego zapotrzebowania na chłodzenie silnika. Do wymuszenia przepływu powietrza często były stosowane dmuchawy osiowe. Przekrój takiego rozwiązania przedstawiono na rys. 17.20.



**Rys. 17.20.** Przekrój osiowy dmuchawy z wieńcem kierującym [42]

W niektórych dmuchawach w celu poprawienia sprawności oprócz łopatkowego wieńca kierującego był wprowadzony wieniec nieruchomy, zmieniający kierunek wypływu lub napływu powietrza (za lub przed dmuchawą). Prowadziło to jednak często do zwiększenia poziomu hałasu.

Podsumowując należy stwierdzić, że w silnikach samochodów osobowych układ chłodzenia bezpośredniego




**Rys. 17.21.** Układ chłodzenia powietrzem w widlastym silniku samochodu ciężarowego [42]
*1* — dmuchawa osiowa, *2* — tunel dmuchawy, *3* — cylindry chłodzone, *4* — osłony kierujące nawiew na cylindry

został w zasadzie zastąpiony chłodzeniem pośrednim. Mimo swoich zalet przegrał konkurencję ze względu na wyższy poziom hałasu (już limitowany), a także wyższe temperatury obiegu, które prowadzą do zwiększenia emisji tlenków azotu i opisanych wcześniej ograniczeń mocy silnika (głównie z powodu konieczności ograniczenia stopnia sprężania $\varepsilon$ w celu uniknięcia spalania stukowego i samozapłonów). Jest jeszcze stosowany w ograniczonym zakresie w silnikach pojazdów ciężarowych, głównie o specjalnym przeznaczeniu. Zazwyczaj spotykany w silnikach widlastych, w których ułożenie cylindrów ułatwia zabudowę dmuchawy i kanałów prowadzących powietrze (rys. 17.21).

Układy bezpośredniego chłodzenia powietrzem obecnie są najbardziej rozpowszechnione w małych dwusuwowych silnikach do napędu motorowerów i skuterów bardzo popularnych w krajach południowej Europy. Silniki o większych mocach, używane do napędu motocykli turystycznych, są już z reguły chłodzone pośrednio — cieczą.

## 17.3. Współczesne układy chłodzenia

### 17.3.1. Uwagi ogólne

Współczesne silniki samochodów osobowych i ciężarowych są wyposażone w układ chłodzenia pośredniego. Podstawową jego rolą jest w dalszym ciągu utrzymanie właściwej, niezbyt wysokiej temperatury zespołów silnika w różnych warunkach jego obciążenia. W dobie ograniczania zużycia paliwa układ chłodzenia powinien sprzyjać tej tendencji nie tylko ze względów ekonomicznych, ale także dlatego, iż zmniejszaniu zużycia paliwa towarzyszy zmniejszanie ilości produktów spalania, co jest zgodne z wymaganiami ochrony środowiska. Układy chłodzenia muszą być zatem coraz bardziej podatne na szybsze dostosowanie intensywności chłodzenia do zmieniających się warunków obciążenia silnika, warunków otoczenia, a także muszą w sposób zautomatyzowany optymalnie gospodarować energią cieplną odprowadzaną od silnika.

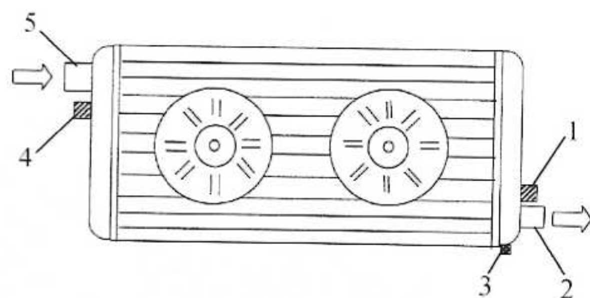
### 17.3.2. Układy chłodzenia silników samochodów osobowych

We współczesnych silnikach samochodów osobowych są stosowane układy chłodzenia pośredniego. Stosuje się dwa obiegi: mały i duży — przez chłodnicę. Przepływ cieczy wymusza odśrodkowa pompa cieczy chłodzącej o konstrukcji podobnej jak na rys. 17.8, napędzana w zdecydowanej większości popularnych samochodów jeszcze paskiem klinowym (lub wieloklinowym) albo paskiem zębatym od wału korbowego silnika. Pojawiły się już także rozwiązania pomp cieczy chłodzącej o napędzie elektrycznym.

Podział przepływu na mały i duży obieg jest sterowany w dalszym ciągu w większości rozwiązań typowym termostatem, wykorzystującym zasadę zmiany objętości puszki sterującej wraz ze zmianami temperatury. Tu także należy dodać, że pojawiają się zawory termostatyczne uruchamiane elektrycznym silnikiem krokowym. Istotną różnicą jest powszechne stosowanie silników elektrycznych do napędu wentylatora, a coraz częściej dwóch wentylatorów. Szczególnie to drugie rozwiązanie zapewnia lepsze dostosowanie intensywności chłodzenia do warunków zewnętrznych i obciążenia silnika.

Powszechnie też są stosowane chłodnice aluminiowe o poziomym kierunku przepływu cieczy chłodzącej. W chłodnicy takiej zbiorniki gorący i chłodny są ułożone pionowo i obejmują boki chłodnicy. Zbiorniki najczęściej są wykonane z tworzywa sztucznego i łączone z aluminiowym rdzeniem chłodnicy metodą zaprasowania i klejenia. Poziomy układ przepływu w zasadzie nie wpływa negatywnie na intensywność odprowadzania ciepła. O tym parametrze decyduje w dużym stopniu wydatek cieczy chłodzącej, znaczny w obecnych rozwiązaniach, a wymuszony pompą dużej wydajności. Zmiana z pionowego przepływu na poziomy wynika z konieczności zmiany proporcji wymiarów chłodnicy. Wymusił to kształt przedniej części pojazdu osobowego o obniżonej w części przedniej pokrywie przedziału silnika. Aby utrzymać wymagane pole powierzchni wymiany ciepła, zwiększono zatem szerokość chłodnicy. Chłodnica jest w całości wypełniona cieczą chłodzącą. Najczęściej nie ma korka wlewowego, a jedynie korek spustowy, gdyż jej dolna część jest zarazem najniższym punktem obiegu (patrz rys. 17.32). Z chłodnicą na ogół współpracują dwa wentylatory: jeden, usytuowany bliżej zbiornika gorącego, jest uruchamiany czujnikiem temperatury płynu odprowadzanego ze zbiornika chłodniejszego, drugi odwrotnie, usytuowany w obszarze cieczy o niższej temperaturze (już schłodzonej w chłodnicy), jest uruchamiany czujnikiem temperatury płynu gorącego doprowadzanego do chłodnicy z głowicy silnika.

W czasie nagrzewania układu chłodzenia najpierw jest uruchamiany wentylator znajdujący się w obszarze cieczy gorącej (lewy na rys. 17.22), w wyniku przekroczenia założonej górnej wartości temperatury cieczy wprowadzanej do kadłuba. Wyłączany jest również sygnałem z tego samego czujnika, po schłodzeniu cieczy do założonej dolnej wartości temperatury na wylocie z chłodnicy do kadłuba. Ten wentylator jest uruchamiany dosyć często. Wymusza przepływ powietrza przez gorący obszar chłodnicy. Szybko odprowadza niezbędny strumień ciepła, gdyż różnica temperatur chłodnicy i powietrza jest znaczna. Wentylator ten włącza się często także po zatrzymaniu silnika, zwiększając intensywność obiegu grawitacyj-




**Rys. 17.22.** Usytuowanie dwóch wentylatorów i czujników nimi sterujących
*1* — czujnik temperatury cieczy na wylocie z chłodnicy, *2* — wylot cieczy chłodzącej, *3* — zawór spustowy, *4* — czujnik temperatury cieczy na wlocie do chłodnicy, *5* — wlot cieczy chłodzącej

nego między chłodnicą a płaszczem cieczy chłodzącej silnika i odsuwając w tym czasie niebezpieczeństwo wrzenia cieczy chłodzącej w obszarze gorącej części głowicy silnika.

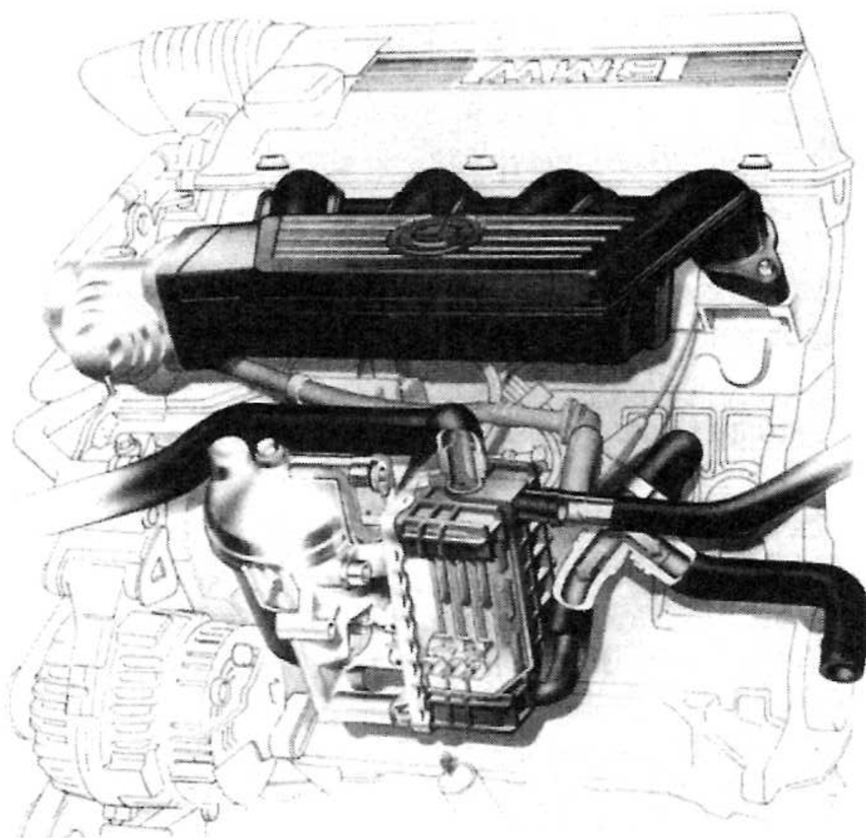
Omawiany stopień regulacji sterowany temperaturą cieczy na wylocie z chłodnicy jest tak pomyślany, by w dużym zakresie obciążeń silnika wykorzystać do schłodzenia cieczy jedynie naturalny strumień powietrza. Istotnie, wentylator ten w zasadzie włącza się w ruchu miejskim oraz na długich podjazdach górskich przy mniejszych prędkościach jazdy.

Drugi wentylator (prawy na rys. 17.22), wymuszający przepływ powietrza przez obszar chłodnicy o niższej temperaturze, jest uruchamiany jedynie wówczas, gdy mimo pracy wentylatora lewego temperatura cieczy na wylocie z głowicy (na wlocie do chłodnicy) przekracza dopuszczalną założoną wartość. Taka sytuacja występuje jedynie wyjątkowo, w bardzo wysokich temperaturach otoczenia. Praca obu wentylatorów umożliwia wykorzystanie całej powierzchni chłodnicy do intensywnej wymiany ciepła.

Układ czujników jest dobrany tak, aby zapewnić możliwie małą różnicę temperatur cieczy na wlocie i wylocie z chłodnicy. Chłodnica pracuje zatem w stosunkowo wysokich temperaturach. Zapewnia utrzymanie właściwego stanu cieplnego silnika. Stwarza dobre warunki do wymiany ciepła między cieczą w chłodnicy o wysokiej temperaturze a otoczeniem.

Obecnie są stosowane jedynie układy zamknięte o podwyższonym ciśnieniu cieczy (nadciśnieniowe). Pozytywne cechy takiego rozwiązania omówiono w p. 17.2. Zawór ustalający maksymalną wartość ciśnienia cieczy jest najczęściej wbudowany w korek wlewu płynu chłodzącego do zbiornika wyrównawczego. Zbiornik ten zazwyczaj jest wykonany z przezroczystego tworzywa sztucznego, co umożliwia obserwację poziomu płynu chłodzącego. Zapewnia on oczywiście możliwość zmiany objętości cieczy w układzie w wyniku zmian temperatury. Zawór zbiornika umożliwia także zasysanie powietrza z otoczenia podczas schładzania układu.

Opisany układ chłodzenia jest, jak już wspomniano, najczęściej spotykanym rozwiązaniem stosowanym w silnikach samochodów osobowych. Charakteryzuje się małym poborem mocy silnika, dzięki zastosowaniu dwóch wentylatorów uruchamianych okazjonalnie, jedynie w ściśle określonych warunkach. Gorąca ciecz z układu chłodzenia jest wykorzystywana także do nagrzewania wnętrza pojazdu. Część cieczy po otwarciu zaworu obiegu z głowicy silnika do nagrzewnicy (tzw. zaworu nagrzewnicy) przepływając przez nią przekazuje ciepło strumieniowi powietrza kierowanego nawiewem do wnętrza nadwozia. Ponadto w silnikach ZI ciecz z układu chłodzenia może podgrzewać kolektor dolotowy w czasie nagrzewania zimnego



**Rys. 17.23.** Wymiennik ciepła ciecz chłodząca — olej silnikowy (BMW 1,7 TD) [62]

silnika. Często jest wykorzystywana także do grzania reduktora odparowywacza LPG w silnikach wyposażonych w taki układ zasilania.

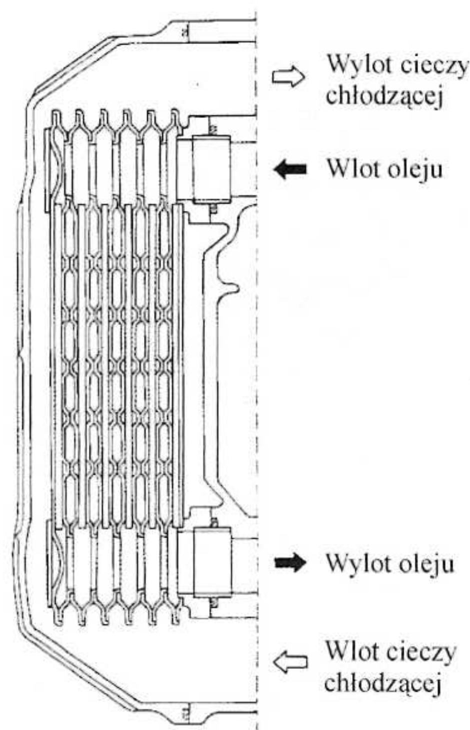
Współczesne silniki ZI oraz ZS samochodów osobowych coraz częściej są wyposażone w układy doładowania, w celu poprawienia objętościowego wskaźnika mocy. Prowadzi to do zwiększenia obciążeń cieplnych poszczególnych zespołów. Aby utrzymać dopuszczalne temperatury, do odprowadzania ciepła wykorzystuje się coraz intensywniej olej silnikowy. Nie wystarczają już znane z wcześniejszych rozwiązań odpowiednie użebrowania miski olejowej czy też stosowanie bezpośredniej chłodnicy oleju (z wykorzystaniem strumienia powietrza). Wprowadzane są coraz częściej wymienniki ciepła między olejem silnikowym a cieczą chłodzącą (rys. 17.23).

Wymiennik taki działa w obu kierunkach. W fazie nagrzewania zimnego silnika czynnikiem szybciej nagrzewającym się jest ciecz w małym obiegu układu chłodzenia. Strumień ciepła jest doprowadzany do oleju w celu szybkiego nagrzania go. Jest to korzystne ze względu na zmniejszenie strat mechanicznych, zwiększenie trwałości smarowanych układów oraz szybsze osiągnięcie przez silnik właściwej temperatury. Wpływa także korzystnie na zużycie paliwa i zawartość toksycznych składników w spalinach. W zakresie obciążeń maksymalnych kierunek przepływu ciepła ulega zmianie (temperatura oleju przewyższa temperaturę cieczy chłodzącej). Ciecz chłodząca jest wówczas nośnikiem strumienia ciepła od oleju do otoczenia. Poprawiają się warunki chłodzenia, szczególnie tłoków i gładzi cylindrów. Schemat innego rozwiązania, zabudowanego w przestrzeni cieczy chłodzącej w kadłubie, pokazano na rys. 17.24.

Z układem chłodzenia związanych jest coraz więcej zespołów pomocniczych silnika i pojazdu. Jednym z nich jest alternator chłodzony cieczą. W dobie zwiększania mocy odbiorników elektrycznych zwiększa się również moc alternatorów.

Wydaje się, że chłodzenie ich cieczą jest nieuniknione. Rozwiązania praktyczne są już stosowane (rys. 17.25).

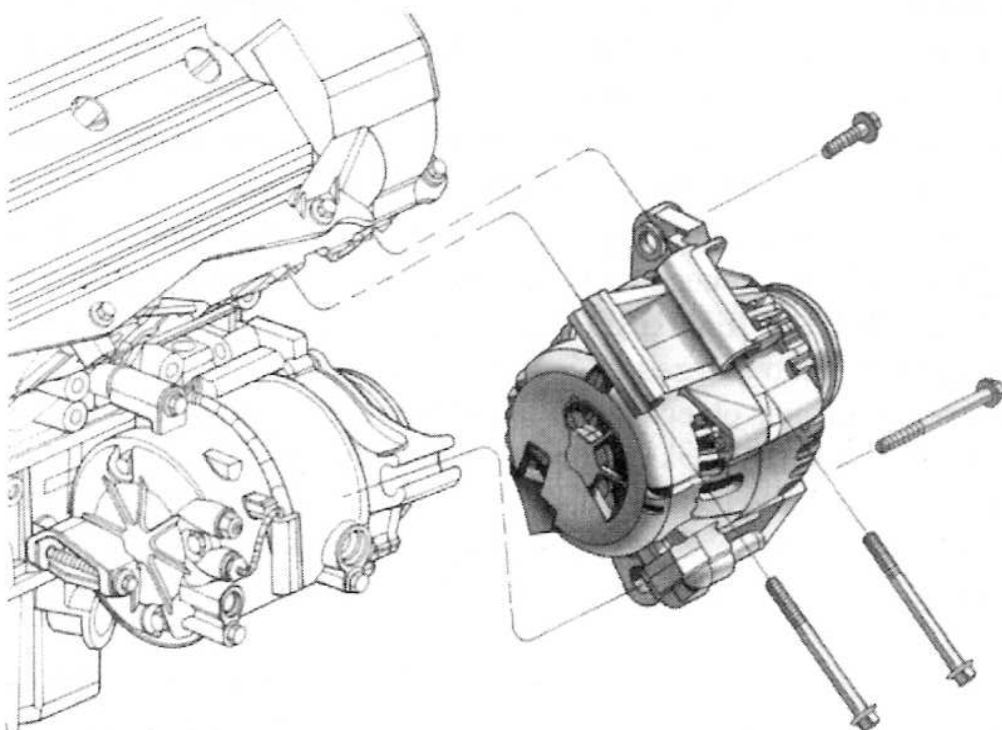
Również powszechnie stosowane układy klimatyzacji wpływają na warunki pracy układu chłodzenia. Skraplacze wymagające chłodzenia są umieszczane zazwyczaj przed chłodnicą cieczy chłodzącej silnik. Oddając ciepło do strumienia powietrza podnoszą jego temperaturę, pogarszając jednocześnie warunki pracy chłodnicy. Prowadzi to do konieczności zwiększenia intensywności przepływu powietrza przez zestaw skraplacz-chłodnica i zwiększenia wydatku wentylatora (rys. 17.26).



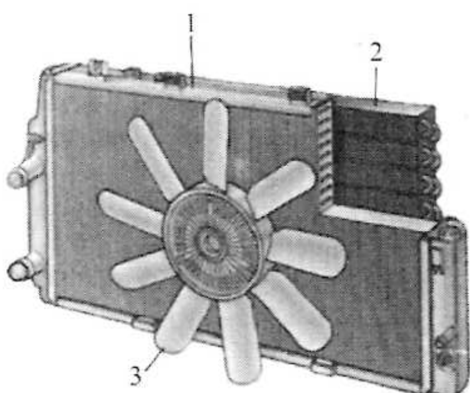

**Rys. 17.24.** Wymiennik ciepła między olejem silnikowym a cieczą chłodzącą, wbudowany w płaszczu cieczowym bloku cylindrów [54]

W celu poprawy efektywności gospodarowania ciepłem silnika, jego przekazywania między układami chłodzenia, smarowania i pomocniczymi, coraz częściej są wprowadzane elektrycznie napędzane pompy cieczy chłodzącej w miejsce dotychczasowych napędzanych przekładnią mechaniczną od wału korbowego silnika. Pobór mocy do wytworzenia niezbędnego wydatku nie jest duży. Czasem straty samego napędu paskiem klinowym lub zębatym są większe. Nie jest to jednak jedyny powód wprowadzenia napędu elektrycznego.

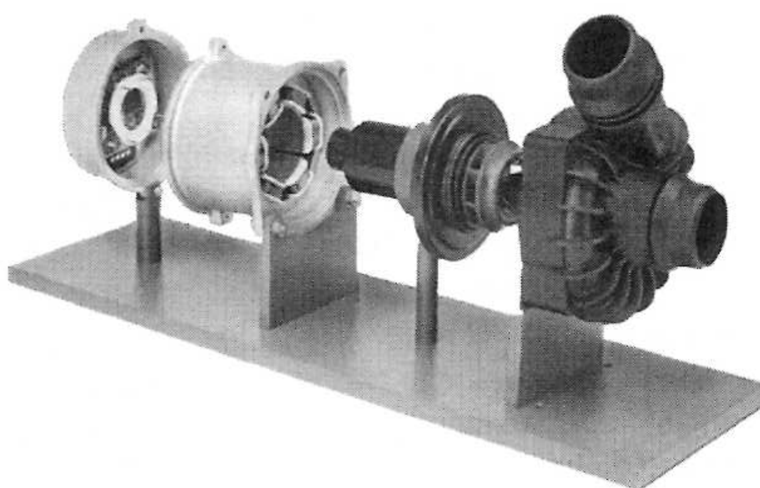
W dotychczasowych rozwiązaniach wydatek pompy cieczy chłodzącej zależy od prędkości obrotowej silnika. Zależność ta nie jest korzystna w wielu zakresach obciążeń silnika, np. w chwili szybkiego przejścia z obciążeń znamionowych do pracy



**Rys. 17.25.** Alternator chłodzony cieczą




**Rys. 17.26.** Najczęściej spotykany układ chłodnicy cieczy (*1*), skraplacza układu klimatyzacji (*2*) i wentylatora (*3*)



**Rys. 17.27.** Zespoły elektrycznie napędzanej pompy cieczy chłodzącej

na biegu jałowym. Przez pewien czas stabilizacji powinien być utrzymany znaczny wydatek cieczy przepływającej przez gorące obszary głowicy i kadłuba. Również w czasie nagrzewania silnika wydatek cieczy chłodzącej powinien być ściśle utrzymywany na niezbyt wysokim poziomie. Służy to bowiem szybkiemu osiągnięciu przez silnik stabilizacji temperatury. Wydatek cieczy chłodzącej powinien być kontrolowany w dużym zakresie obciążeń częściowych, chociażby ze względu na oszczędności energii pobieranej do napędu pompy.

Elektryczna pompa cieczy chłodzącej sprzężona ze sterownikiem silnika analizującym warunki termiczne, obciążenie, prędkość jazdy i warunki otoczenia, optymalizuje działanie układu w znacznie większym stopniu niż pompa napędzana mechanicznie. W takim układzie wprowadzony jest także zazwyczaj termostat uruchamiany siłownikiem elektrycznym, sterowany sterownikiem silnika, który decyduje o wydatku elektrycznej pompy cieczy chłodzącej, zadziałaniu wentylatora (lub wentylatorów) oraz stopniu otwarcia termostatu. Widok poszczególnych zespołów pompy elektrycznej firmy PIERBURG przedstawiono na rys. 17.27.

Podsumowując, układ chłodzenia wyposażony w elektrycznie napędzaną pompę cieczy chłodzącej charakteryzuje się następującymi zaletami:

— wpływa korzystnie na zmniejszenie zużycia paliwa z jednoczesną poprawą składu spalin, szczególnie podczas zimnego rozruchu i nagrzewania silnika; wg danych firmy KOLBENSCHMIDT-PIERBURG w zastosowaniu do silnika o mocy ok. 100 kW uzyskuje się średnio oszczędność ok. 1 kW mocy;
— może pracować podtrzymując obieg cieczy po zatrzymaniu silnika; jest to szczególnie ważne po długotrwałym maksymalnym obciążeniu silnika;
— może kontrolować obciążenie cieplne znacznie większej liczby istotnych gorących elementów silnika i reagować szybkim zwiększeniem intensywności chłodzenia; wpływając tym samym na zwiększenie niezawodności i trwałości zespołów;
— pozwala na szybkie dochodzenie do stanu równowagi cieplnej po rozruchu zimnego silnika, co wpływa na poprawę wielu parametrów (sprawności cieplnej i mechanicznej silnika, zużycia zespołów pracujących w warunkach smarowania

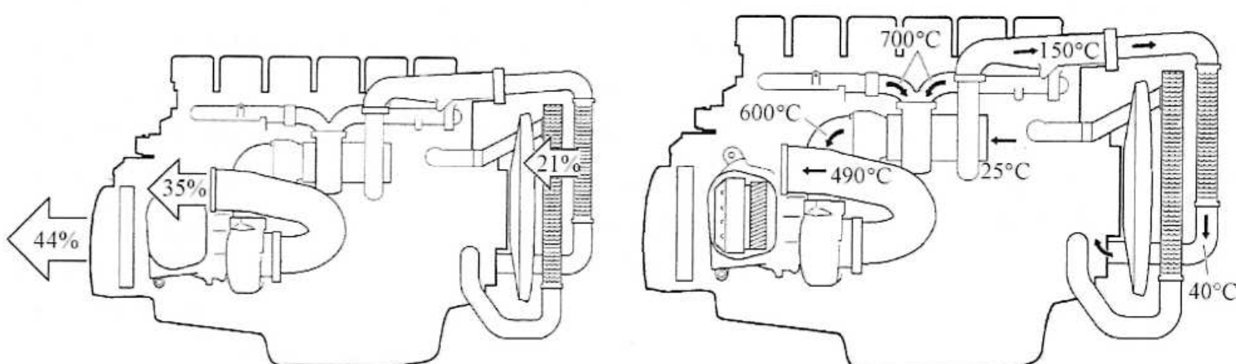
olejem, zużycia paliwa, składu spalin, możliwości uruchamiania ogrzewania wnętrza pojazdu itp.);
— daje swobodę wyboru miejsca zabudowy pompy cieczy chłodzącej.

### 17.3.3. Układy chłodzenia silników samochodów ciężarowych

Jednostkami napędzającymi współczesne samochody ciężarowe są turbodoładowane silniki ZS o bezpośrednim wtrysku oleju napędowego do komory spalania. Rozpowszechnienie tych silników wynika z dużej sprawności ogólnej takiego rozwiązania oraz pokonania barier związanych z prędkością obrotową, co wiąże się z ograniczeniami wynikającymi z ochrony środowiska.

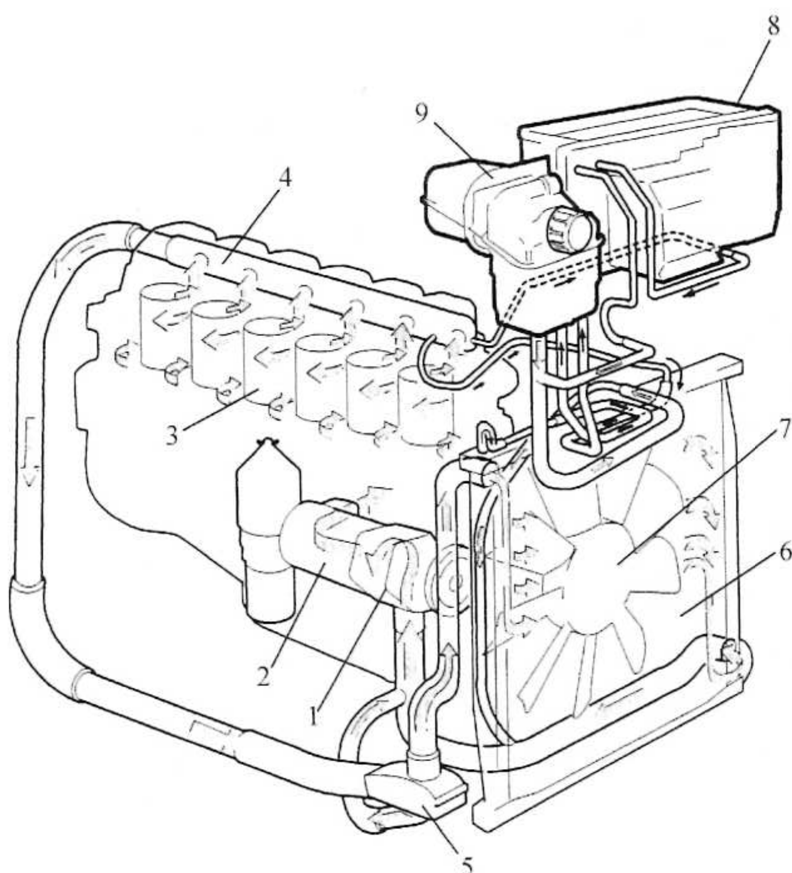
Charakterystyczną cechą bilansu energii jest zmniejszenie ilości ciepła odprowadzanego do układu chłodzenia na rzecz zwiększenia energii (pracy) efektywnej możliwej do pozyskania z wału korbowego. Powszechnie przyjęte jeszcze w latach siedemdziesiątych XX w. proporcje, wg których energia dostarczana do silnika w ok. 30% jest przetwarzana na pracę użyteczną, ok. 30% to straty wylotowe, a ok. 30% straty chłodzenia, zmieniły się w ten sposób, że o ile straty wylotowe pozostały na tym samym poziomie, to straty chłodzenia zmniejszyły się na rzecz zwiększenia pracy użytecznej (rys. 17.28).

Należy podkreślić, że tak wysoki wskaźnik sprawności ogólnej $\eta_o = 44\%$ jest uzyskiwany w wyniku precyzyjnego gospodarowania energią w silniku, przejawiającego się np. odzyskiwaniem części energii od spalin wypływających z turbiny napędzającej sprężarkę doładowującą. W dużych silnikach samochodów ciężarowych spaliny te dysponują jeszcze znacznym zapasem niewykorzystanej energii. Wprowadzana jest zatem druga turbina, która już w sposób mechaniczny, przez wielostopniowy reduktor i sprzęgło hydrauliczne, jest związana z wałem korbowym silnika. Przykładowy rozkład temperatur gazów spalinowych w kolektorze wylotowym, za pierwszą i drugą turbiną, pokazany jest na rys. 17.29. Na tym rysunku przedstawione są także temperatury powietrza dostarczanego do cylindra w poszczególnych segmentach układu dolotowego, tj. przed i za sprężarką i za chłodnicą powietrza. Ta, umieszczona zazwyczaj przed chłodnicą cieczy, pogarsza jej warunki pracy, podwyższa temperaturę powietrza chłodzącego, wpływa na zwiększenie jej wymiarów.

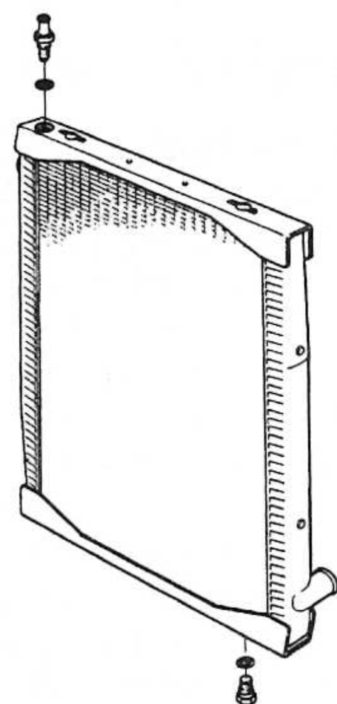



**Rys. 17.28.** Rozdział energii dostarczanej do turbodoładowanego silnika ZS o wtrysku bezpośrednim [54]

**Rys. 17.29.** Temperatury powietrza i spalin w charakterystycznych punktach układu dolotowego i wylotowego [54]




**Rys. 17.30.** Obieg cieczy chłodzącej w doładowanym silniku ZS (opis w tekście) [54]



**Rys. 17.31.** Chłodnica silnika samochodu ciężarowego o poziomym przepływie w rdzeniu [54]

Charakterystyczny układ obiegu cieczy chłodzącej przedstawiono na rys. 17.30.

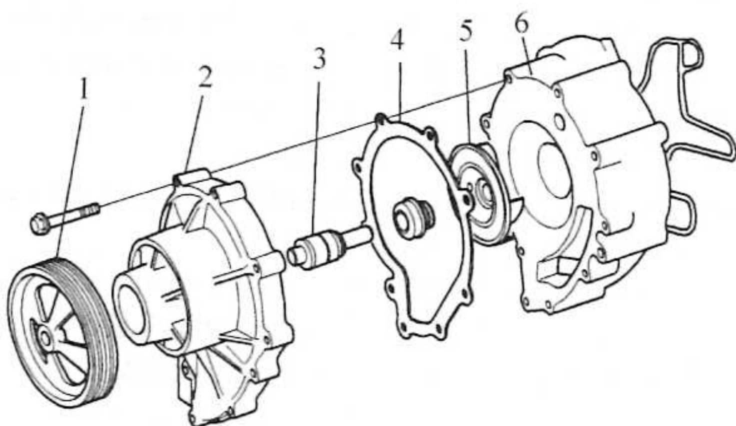
Pompa cieczy chłodzącej *1* wymusza obieg cieczy do chłodnicy oleju *2* i dalej do kanałów cieczy w kadłubie i głowicy *3*. Z głowicy ciecz jest odprowadzana kolektorem zbiorczym *4* i przewodami doprowadzana do termostatu *5*. Stąd, w zależności od stanu cieplnego silnika, jest prowadzona do gorącego zbiornika chłodnicy *6* i dalej schłodzona do pompy *1* lub omijając chłodnicę (w czasie nagrzewania zimnego silnika) bezpośrednio małym obiegiem do chłodnicy oleju i kadłuba. Przepływ powietrza przez chłodnicę jest regulowany i wymuszony dodatkowo przez wentylator *7*. Z układem zasilania jest związana nagrzewnica wnętrza kabiny kierowcy. W niektórych rozwiązaniach układ odbiera ciepło z hamulca pomocniczego — zwalniacza. Wymiennik ciepła zwalniacza jest zabudowany między kolektorem zbiorczym głowicy *4* a termostatem *5*. Zespołem umieszczonym najwyżej jest zbiornik wyrównawczy *9*, zazwyczaj z zaworami utrzymującymi cały układ cieczy chłodzącej pod stabilnym ciśnieniem, nieco wyższym niż ciśnienie otoczenia. Zbiornik wyrównawczy pozwala na zmianę objętości cieczy chłodzącej w zależności od jej temperatury. Ponadto jest połączony rurką (z dławieniem przepływu) z dolotem cieczy do pompy. Podnosi to ciśnienie przed pompą o wartość wynikającą z wysokości słupa cieczy (między poziomem wlotu do pompy a swobodnym poziomem cieczy w zbiorniku). Ten wzrost ciśnienia zmniejsza niebezpieczeństwo wystąpienia kawitacji, przyspieszającej proces zużycia elementów pompy cieczy chłodzącej.

Chłodnice w samochodach ciężarowych coraz częściej są zbudowane z aluminiowego trzonu i dwóch zbiorników: cieczy gorącej i schłodzonej. Spotyka się wykonania o przepływie pionowym lub poziomym. W zależności od tego zbiorniki są zabudowane jako poziome (górny i dolny) lub boczne, jak na rys. 17.31. Zbiorniki są wykonane z blachy aluminiowej lub z tworzyw sztucznych. Trzon składa się z aluminiowych rurek. Przestrzenie między nimi są wypełnione faliście ukształtowanymi płytkami, również aluminiowymi. W zasadzie do budowy chłodnic nie są już stosowane miedź i mosiądz, ze względu na koszt tych materiałów oraz masę zespołów. Aluminium po opanowaniu technologii łączenia rurek z płytkami i dalej obudowami zbiorników jest bardzo dobrym materiałem na wymienniki, gdyż charakteryzuje się bardzo dobrym przewodzeniem ciepła.

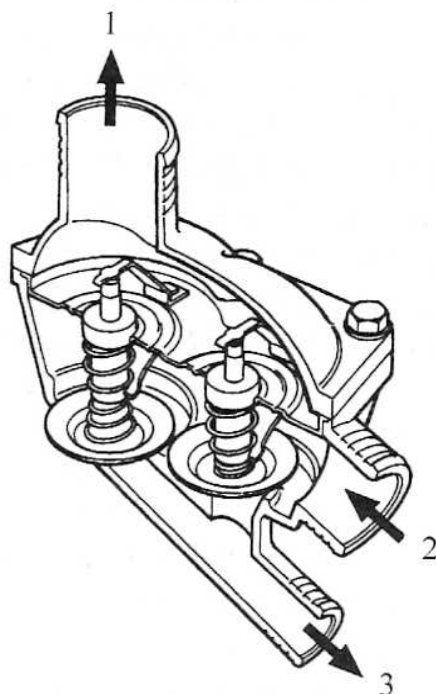
Pompa cieczy chłodzącej (rys. 17.32), najczęściej promieniowa (odśrodkowa), jest napędzana paskiem wieloklinowym od wału korbowego silnika. Zazwyczaj tym samym paskiem jest napędzany także wentylator.

Termostat, w wielu rozwiązaniach podwójny (rys. 17.33), ma za zadanie w sposób w miarę precyzyjny sterować wydatek przez mały i duży obieg. Zastosowanie dwóch puszkowych zaworów termostatu zapewnia lepsze dopasowanie przepływów do zmieniających się warunków obciążenia silnika, otoczenia, a także warunków termicznych w układzie chłodzenia (np. w chłodnicy oleju i chłodnicy zwalniacza). W większości rozwiązań w dalszym ciągu są jeszcze stosowane termostaty puszkowe, wypełnione cieczą o niskiej temperaturze wrzenia lub płynem o dużym objętościowym współczynniku rozszerzalności.

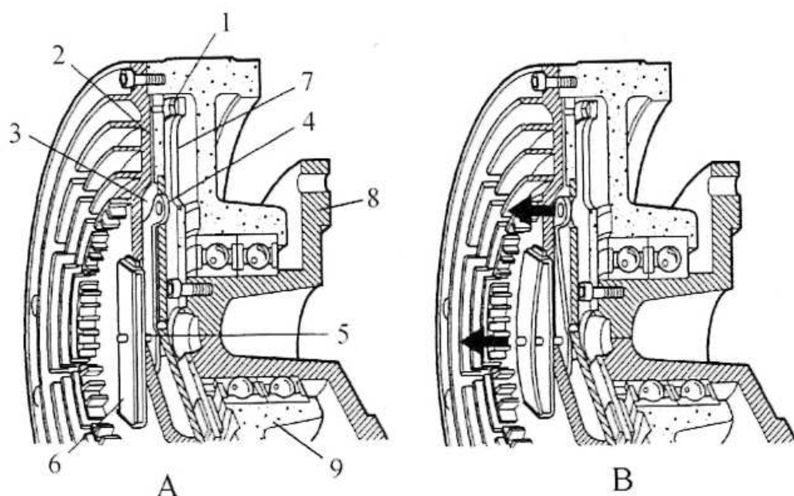
Bardzo istotnym zespołem układu chłodzenia jest wentylator. Z reguły jest on osłonięty, wymusza przepływ powietrza przez cały rdzeń chłodnicy. Napędzany jest przekładnią pasową z wykorzystaniem paska wieloklinowego. Konieczność stosowania napędu mechanicznego wynika z dużej mocy, jaką pobiera wentylator. Pasek wieloklinowy zastępuje coraz częściej pasek klinowy o przekroju pojedynczego trapezu z powodu




**Rys. 17.32.** Części składowe pompy cieczy chłodzącej [54]
*1* — koło pasowe wielorowkowe, *2* — pokrywa, *3* — wałek wirnika, *4* — uszczelka, *5* — wirnik, *6* — korpus




**Rys. 17.33.** Termostat podwójny [54]
*1* — wpływ cieczy do gorącego zbiornika chłodnicy, *2* — dopływ cieczy z chłodnicy, *3* — wypływ cieczy do małego obiegu



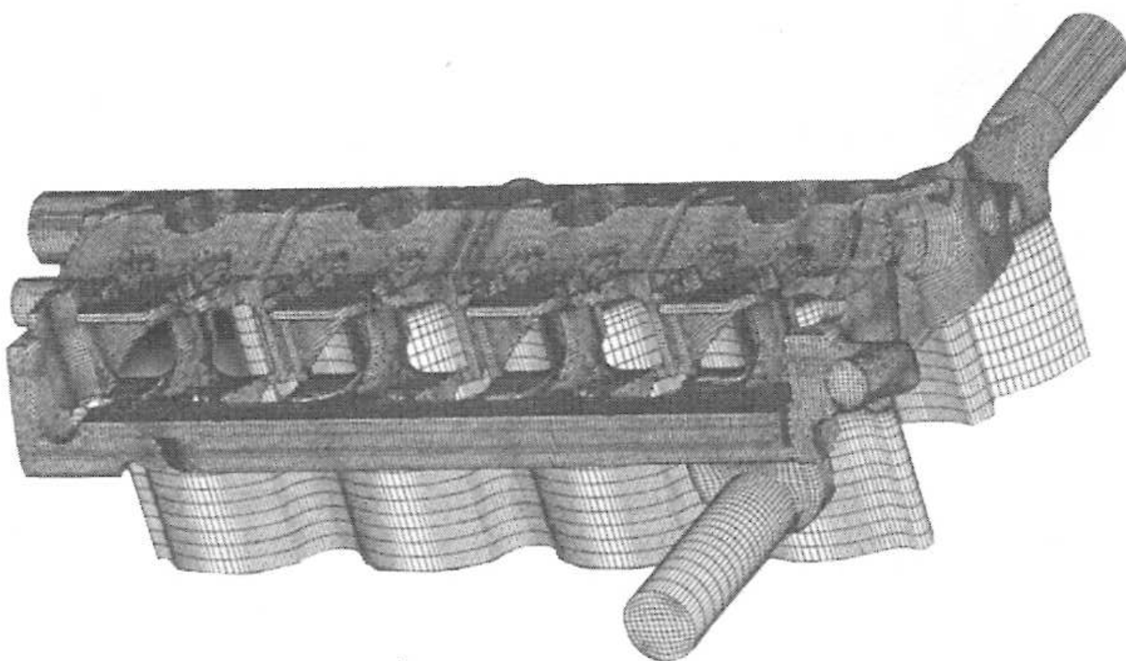

**Rys. 17.34.** Przekrój sprzęgła lepkościowego napędu wentylatora w dwóch stanach pracy
*A* — w fazie pracy z dużym poślizgiem (mała prędkość obrotowa wentylatora), *B* — w fazie pracy z małym poślizgiem (duża prędkość obrotowa wentylatora) [54]
*1* — pierścień zgarniający, *2* — kanał powrotny, *3* — komora zaworowa, *4* — ramię zaworu, *5* — sworzeń regulujący, *6* — sprężyna bimetaliczna, *7* — tarcza, *8* — kołnierz koła pasowego wentylatora, *9* — piasta wentylatora

większej jego niezawodności (trwałości), ale także ze względu na większą sprawność takiego rozwiązania (mniejsza moc tracona na zginanie paska i jego tarcie w rowkach kół pasowych). Prędkość obrotowa wentylatora jest zazwyczaj regulowana zabudowanym w jego piaście sprzęgłem lepkościowym. Jest ona regulowana temperaturą powietrza za chłodnicą. Zasada działania opiera się na wykorzystaniu bimetalowej odkształcalnej sprężyny decydującej o przepływie oleju silikonowego do części roboczej sprzęgła lepkościowego.

Zasada działania sprzęgła (rys. 17.34) sprowadza się do doprowadzenia oleju silikonowego do przestrzeni, w której wiruje tarcza sprzęgła *7*, związana na stałe z piastą *8* (i napędem pasowym wentylatora) lub jego odprowadzania do komory zaworowej *3*. Decyduje o tym sprężyna bimetalowa, sterująca ramieniem zaworu *4*. Pod wpływem wzrostu temperatury sprężyna *6*, współpracująca z ramieniem dźwigni *4* odsłania otwór, łączący komorę zaworową *5* z przestrzenią tarczy *7*. Olej silikonowy przepływa pod wpływem siły odśrodkowej do komory tarczy *7*. Wirująca tarcza za pośrednictwem siły tarcia lepkościowego w oleju przekazuje moment obrotowy na tarczę wentylatora *9*. Prędkość obrotowa wentylatora zależy od ilości oleju znajdującego się w komorze tarczy *7*. Część tego oleju wraca bowiem zgarniana pierścieniem *1* i otworami na obwodzie do komory zaworowej *3*. Ilość oleju utrzymującego się w komorze tarczy *7*, a zatem prędkość obrotowa wentylatora zależy od stopnia otwarcia zaworu *4*, a w konsekwencji od stopnia odkształcenia sprężyny bimetalowej *6*. W rzeczywistości prędkość obrotowa wentylatora zależy od temperatury powietrza wypływającego z chłodnicy i nagrzewającego sprężynę bimetalową.

Tego typu napęd wentylatora ma wiele zalet. Należą do nich:
— łagodne uruchamianie wentylatora, uzyskiwane dzięki działaniu sprzęgła lepkościowego, charakteryzującego się znacznym poślizgiem;
— możliwość sterowania prędkością obrotową wentylatora, a zatem dostosowania wydatku powietrza do warunków cieplnych chłodnicy (i cieczy chłodzącej);
— racjonalny pobór mocy od napędu wentylatora z wału korbowego silnika.

W najnowszych rozwiązaniach sprzęgło lepkościowe jest sterowane za pośrednictwem zaworu elektromagnetycznego, powiązanego ze sterownikiem silnika, analizującym nie tylko temperaturę cieczy w chłodnicy, ale także wiele innych parametrów, jak: temperaturę cieczy w głowicy silnika, temperaturę otoczenia, prędkość jazdy. W ten sposób prędkość obrotowa wentylatora (w efekcie wydatek powietrza



**Rys. 17.35.** Model siatki do obliczeń układu chłodzenia z wykorzystaniem metody elementów skończonych

przepływającego przez chłodnicę) jest dobierana z dużą precyzją do aktualnych warunków obciążenia silnika i temperatury otoczenia.

W układach chłodzenia silników samochodów ciężarowych są stosowane także coraz częściej elektryczne pompy cieczy chłodzącej oraz termostaty o działaniu opisanym w p. 17.3.2, również o wydatku zadawanym przez sterownik silnika. Wszystkie te zespoły precyzyjnie sterowane prowadzą do uzyskania optymalnych warunków odprowadzania ciepła z gorących zespołów silnika i osprzętu, dbają o szybkie nagrzewanie zimnego silnika, przy możliwie małym poborze mocy z wału korbowego. Cały układ pracuje przy niedużych różnicach temperatury cieczy na wlocie do bloku cylindrów i wylocie z głowicy. Taki sposób chłodzenia zmniejsza naprężenia termiczne i zwiększa trwałość zespołów silnika.

W podsumowaniu należy stwierdzić, że układ chłodzenia jeszcze nie tak dawno sterowany prostymi mechanicznymi lub elektrycznymi sprzężeniami dołączył do grupy zespołów sterowanych elektronicznie.

Bardzo istotnym zagadnieniem staje się zaprojektowanie kształtu przestrzeni cieczy chłodzącej tych elementów bloku cylindra i głowicy, które podlegają największym obciążeniom termicznym. Istotne są tu szczególnie miejsca o dużych różnicach temperatur. Należą do nich obszary styku kanałów dolotowych (chłodnych) i wylotowych (gorących) w głowicy. Obliczenia naprężeń termicznych i mechanicznych są wykonywane z wykorzystaniem niezbędnych programów komputerowych metodą elementów skończonych. Model siatki do tego typu obliczeń dla przestrzeni cieczy chłodzącej układu chłodzenia bloku cylindra i głowicy przedstawiono na rys. 17.35.

**18** ROZDZIAŁ

# Układy smarowania

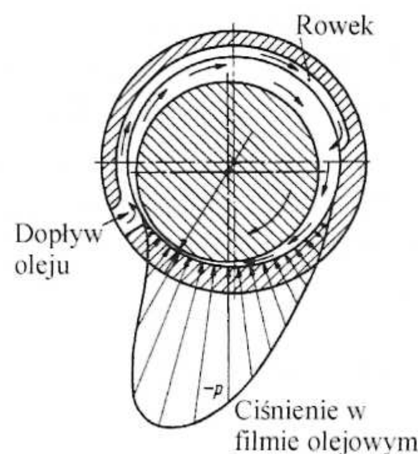
## 18.1. Wprowadzenie

Tłokowy silnik spalinowy charakteryzuje się znaczną liczbą różnorodnych węzłów kinematycznych, wiążących współpracujące ze sobą elementy. Elementy te, zwane parami kinematycznymi, przemieszczają się w stosunku do siebie. Ruchowi towarzyszy tarcie. W celu zmniejszenia strat związanych z tym zjawiskiem oraz ograniczenia zużycia elementów niezbędne jest wprowadzenie środka rozdzielającego współpracujące pary trące. Środkiem tym w tłokowych silnikach spalinowych jest olej smarny. Cienka warstwa oleju, umiejętnie wprowadzana między współpracujące powierzchnie, ma za zadanie nie dopuścić do wzajemnego ich kontaktu. Występuje wówczas tzw. tarcie płynne. Prowadzi to do zmniejszenia strat wynikających z sił tarcia, ale przede wszystkim ogranicza zużycie powierzchni. Duża różnorodność węzłów wymusza stosowanie wielu rozwiązań ułatwiających powstanie olejowej warstwy rozdzielającej, charakteryzującej się odpowiednią nośnością, czyli umożliwiającej skuteczne oddzielenie współpracujących par, mimo przenoszenia przez nie znacznych obciążeń. Jednym z podstawowych rozwiązań jest doprowadzenie do powstania tzw. klina olejowego. Jest to już powszechnie stosowana technologia w różnych węzłach.

Do podstawowych miejsc wymagających specjalnej dbałości, jeśli chodzi o smarowanie, należą

— łożyska główne, korbowe i wału rozrządu pracujące w warunkach obrotowego przemieszczania czopa w stosunku do panewki przy znacznych, okresowo zmiennych obciążeniach promieniowych;
— gładź cylindra i pierścienie tłokowe;
— gładź cylindra i płaszcz tłoka, gdzie ruch elementów jest posuwisto-zwrotny;
— krzywka i popychacz, gdzie element krzywki przemieszcza się ruchem posuwistym w stosunku do płaszczyzny popychacza;
— popychacz współpracujący z prowadnicą, gdzie występuje ruch posuwisto-zwrotny.

Do powstania klina olejowego niezbędne jest dostarczenie odpowiedniej ilości oleju między elementy współpracujące. Do wielu węzłów pomocniczych olej jest dostarczany pod ciśnieniem. Przykładową zasadę tworzenia klina (filmu) olejowego w węzłach obrotowych przedstawiono na rys. 18.1.




**Rys. 18.1.** Zasada tworzenia klina olejowego i rozkład ciśnień w węźle typu czop obrotowy i panewka [69]

Wytworzenie odpowiedniego ciśnienia w klinie olejowym wynika z wzajemnego przemieszczania się elementów i odpowiednich własności oleju. Bardzo istotny jest również dobór luzów między elementami współpracującymi. Do takich węzłów konstrukcyjnych, jak pierścień i gładź cylindra, czy też płaszcz tłoka i gładź cylindra olej nie może być dostarczany pod ciśnieniem. W tych przypadkach musi być doprowadzany w formie mgły olejowej, kształt zaś elementów musi być tak dobrany, by w wyniku wzajemnego ich przemieszczania powstały warunki do wytworzenia się warstwy oleju w postaci tzw. dynamicznego klina olejowego.

Układ smarowania oprócz zmniejszenia strat tarcia i zużycia elementów spełnia jeszcze inne bardzo istotne zadania. Należą do nich:

- odprowadzanie ciepła od gorących elementów silnika (tłoków, gładzi cylindra), a także ciepła wynikającego z pracy tarcia;
- ochrona przed korozją;
- zmywanie osadów, głównie z gładzi cylindra;
- uszczelnianie komory spalania (przez wypełnienie przestrzeni między tłokiem a cylindrem);
- udział w tłumieniu drgań i hałasu (w niewielkim stopniu).

Aby oleje silnikowe mogły spełniać wymienione zadania, muszą charakteryzować się specyficznymi własnościami, a mianowicie:

- zachowaniem odpowiedniej lepkości w dużym zakresie temperatur; jest to jeden z podstawowych warunków wytworzenia klina olejowego;
- utrzymaniem stosunkowo wysokiej temperatury samozapłonu (szczególnie chodzi tu o pary oleju) wobec znacznych temperatur elementów, które są omywane przez ten czynnik;
- odpowiednio niską temperaturą krzepnięcia, co jest bardzo istotne w strefach klimatycznych o zmiennych różnicach temperatur w ciągu roku;
- zachowaniem odpowiednio małego współczynnika tarcia płynnego w dużym zakresie temperatur; cecha ta decyduje w dużym stopniu o sprawności mechanicznej silnika;
- odpowiednio długim czasem zachowania dobrych własności użytecznych.

Oleje silnikowe otrzymywane są w wyniku

- destylacji ropy naftowej (oleje mineralne);
- syntezy węglowodorów nie będących produktami przeróbki ropy naftowej (oleje syntetyczne).

Ta ostatnia technologia jest obecnie stosowana coraz częściej. Wynika to z lepszych własności olejów syntetycznych, spełniających z lepszym skutkiem rosnące wymagania ze strony obciążonych cieplnie i dynamicznie współczesnych silników spalinowych.

W celu poprawienia własności olejów są stosowane różnego rodzaju dodatki. Wobec pogorszenia się własności oleju w miarę eksploatacji silnika dopuszczalny okres ich użytkowania jest określany przez producenta silnika, najczęściej w formie maksymalnego przebiegu po wymianie oleju.

**Tabl. 18.1.** Klasyfikacja lepkościowa olejów silnikowych wg SAE [69]

| Klasa lepkości wg SAE | Lepkość kinematyczna w 100°C, $mm^2/s$ | | Lepkość niskotemperaturowa (pompowalność) w temp. maks. (bez granicy płynności), mPa · s |
|---|---|---|---|
| | minimalna | maksymalna | |
| 0W | 3,8 | — | 30000 (−35°C) |
| 5W | 3,8 | — | 30000 (−30°C) |
| 10W | 4,1 | — | 30000 (−25°C) |
| 15W | 5,6 | — | 30000 (−20°C) |
| 20W | 5,6 | — | 30000 (−15°C) |
| 25W | 9,3 | — | 30000 (−10°C) |
| 20 | 5,6 | 9,3 | — |
| 30 | 9,3 | 12,5 | — |
| 40 | 12,5 | 16,3 | — |
| 50 | 16,3 | 21,9 | — |
| 60 | 21,9 | 26,1 | — |

**Uwaga:** pompowalność jest to zdolność oleju do równomiernego dopływu do pompy oleju i zapewnienie odpowiedniego ciśnienia oleju w przewodach oleju w początkowej fazie pracy silnika.

**Tabl. 18.2.** Klasyfikacja jakościowa olejów silnikowych wg API [69]

| Klasa oleju | Charakterystyka i przeznaczenie oleju |
|---|---|
| CA | Oleje z pełnym pakietem dodatków, przeznaczone do silników ZI i ZS, mało wysilonych, pracujących w lekkich warunkach i zasilanych paliwem o małej zawartości siarki. Obecnie rzadko produkowane. |
| CB | Oleje do silników użytkowanych w umiarkowanych warunkach, zasilanych paliwem o zawartości siarki do 1%. |
| CC | Oleje do silników ZS słabo doładowanych oraz do silników ZI pracujących w lekkich warunkach (mało obciążonych). |
| CD | Oleje do silników ZS wysilonych, doładowanych, zasilanych paliwem o różnej zawartości siarki. Mają bardzo dobre właściwości przeciwzużyciowe, myjąco-dyspergujące i bardzo dużą liczbę zasadową (TBN). |
| CD-II | Oleje spełniające wymagania jak dla klasy CD, przeznaczone do smarowania dwusuwowych silników ZS. |
| CE | Oleje do silników turbodoładowanych, produkowanych po roku 1983, o największym stopniu wysilenia, bardzo obciążonych, eksploatowanych w ciężkich zróżnicowanych warunkach. |
| CF-4 | Oleje spełniające wymagania jak dla klasy CE oraz dodatkowo specyfikację Mack. Przydatne głównie do silników ZS najnowszej generacji, napędzających duże ciągniki siodłowe (Trucks). |

Aby ułatwić dobór oleju do silnika i warunków jego pracy, wprowadzono dwie podstawowe klasyfikacje. Klasyfikacja przyjęta przez SAE (tzw. lepkościowa) jest oparta na wskaźnikach lepkościowych w zależności od lepkości kinematycznej oraz niskotemperaturowej (tabl. 18.1), natomiast kryterium klasyfikacji wg API (tzw. jakościowej) jest jakość oleju opisana jego własnościami oraz obszarem zastosowania (tabl. 18.2).

## 18.2. Rys historyczny

### 18.2.1. Układy smarowania dwusuwowych silników ZI

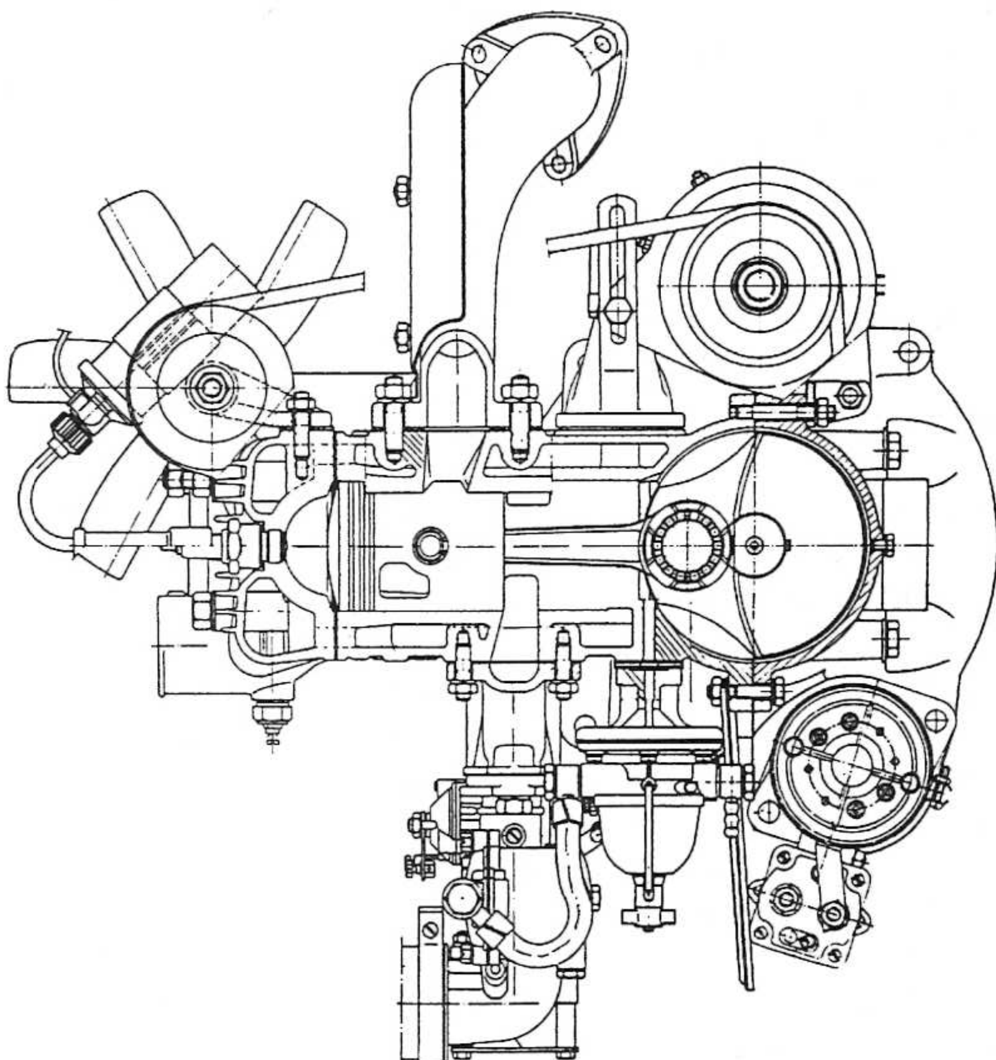
Silnik dwusuwowy ZI o wstępnym sprężaniu w skrzyni korbowej, jak już wielokrotnie wspominano, był bardzo popularną jednostką napędową stosowaną w motocyklach oraz tanich, popularnych samochodach osobowych. Ze względu na charakter pracy był wyposażony w swoisty, prosty układ smarowania głównych zespołów, tj. gładzi cylindra współpracującej z tłokiem i pierścieniami, łożysk głównych i korbowych wału korbowego oraz łożysk sworznia tłokowego. W większości rozwiązań jedynie te elementy wymagały smarowania. Proste konstrukcje rozrządu w postaci okien dolotowych i wylotowych sterowanych krawędzią tłoka nie wymagały stosowania wału rozrządu. Liczba zespołów wymagających smarowania była ograniczona.

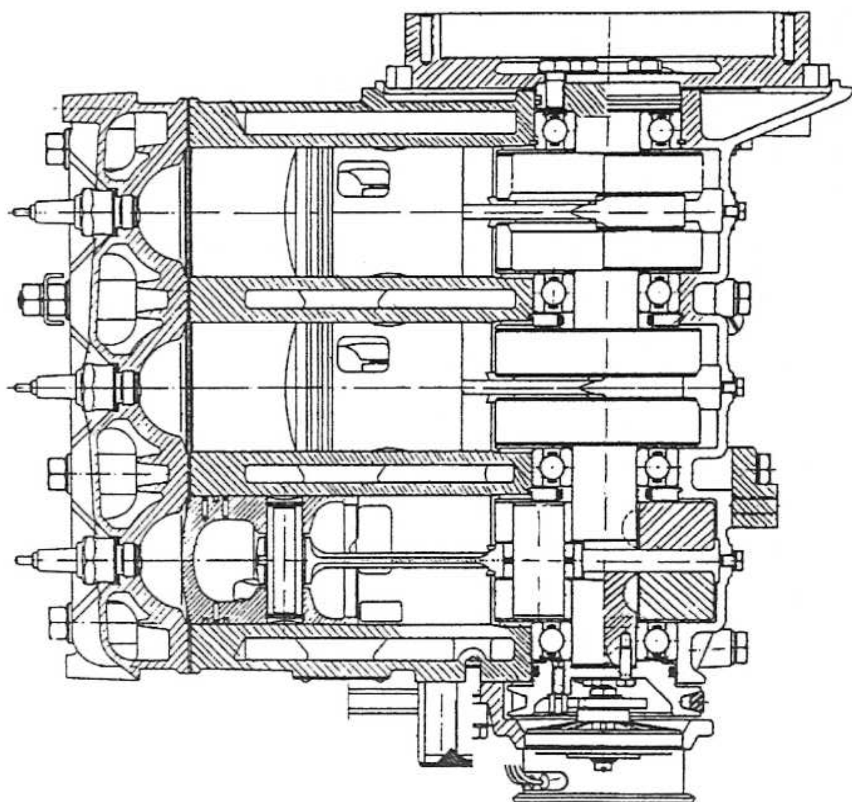
Najczęściej spotykanym sposobem było smarowanie mieszankowe. Olej mineralny o dobrych własnościach smarnych był dodawany do benzyny. Wymieszany z nią był dostarczany przez gaźnik do skrzyni korbowej. Tu benzyna wstępnie odparowywała, duża zaś część oleju osadzała się na elementach układu tłokowo-korbowego (łożyskach głównych, korbowych, łożysku główki korbowodu). Pozostała część osadzała się na gładzi cylindra po fazie przepłukania i odparowaniu benzyny już w komorze spalania.

Mieszankowe smarowanie nie zapewniało wytworzenia klina olejowego w typowym łożysku ślizgowym, zatem łożyska główne i korbowe, często także łożysko główki korbowodu, w większości rozwiązań musiały być łożyskami tocznymi.

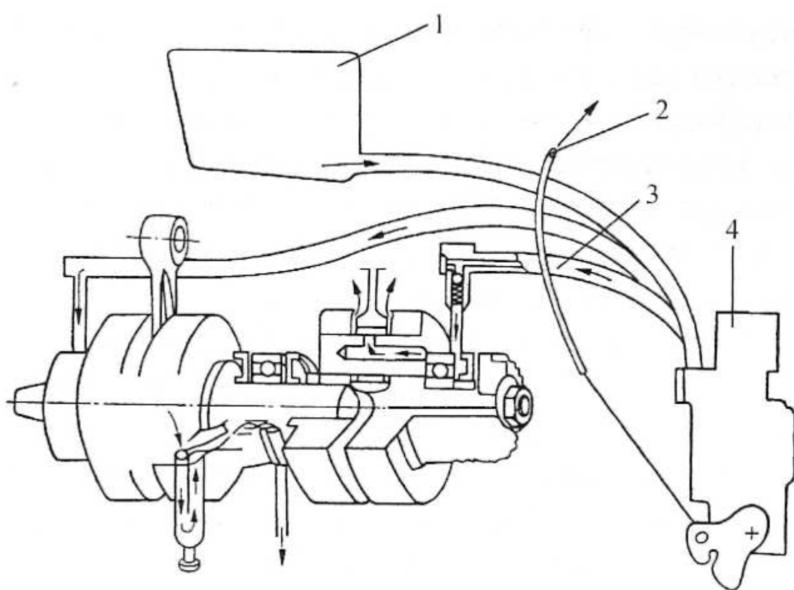
Ta część oleju, która przedostała się do komory spalania po odparowaniu reszty benzyny, osadzała się na jej ściankach. W ten sposób były smarowane gładzie cylindra. Jednakże ta część oleju brała udział w procesie spalania. Ponieważ była to w dużej części warstewka oleju osadzona na ściankach, jego spalanie było utrudnione (chłodne ścianki, olej w postaci warstwy, a nie par wymieszanych z powietrzem). Silnik charakteryzował się znaczną emisją węglowodorów. Zwiększone zużycie oleju oraz towarzysząca temu emisja węglowodorów były główną przyczyną zaprzestania stosowania tego typu silników w pojazdach samochodowych. Na przedstawionym na rys. 18.2 przekroju poprzecznym silnika S 31, stosowanego w popularnym w Polsce samochodzie SYRENA, można prześledzić drogę mieszanki olejowo-paliwowej i sposób smarowania głównych zespołów tego dwusuwu.

System był bardzo prosty i w miarę niezawodny, wymagał jednak stosowania olejów o wysokiej jakości, ze względu na rozcieńczanie benzyną i utratę lepkości. W niektórych rozwiązaniach pojawiały się awarie związane z zapiekaniem pierścieni,





**Rys. 18.2.** Przekrój poprzeczny dwusuwowego silnika S 31 o smarowaniu mieszankowym




**Rys. 18.3.** Schemat smarowania łożysk głównych i korbowych za pomocą dozowania oleju smarnego (silnik dwusuwowy SUZUKI) [50]
*1* — zbiornik oleju, *2* — linka połączona z przepustnicą, *3* — przewód doprowadzający olej, *4* — pompa oleju

a także z tworzeniem nagaru, sprzyjającego powstawaniu przedwczesnych samozapłonów paliwa. Nieprzyjemną cechą była możliwość pracy w przeciwnym kierunku po nieudanej próbie rozruchu gorącego silnika, kiedy na skutek samozapłonu tłok nie zdołał przejść przez GMP. Silnik mógł bez przeszkód pracować wówczas w przeciwnym do właściwego kierunku obrotów. Dotyczyło to głównie silników jednocylindrowych motocyklowych, uruchamianych dźwignią nożną.

W celu zmniejszenia nadmiernego zużycia oleju oraz ograniczenia emisji węglowodorów, wprowadzono w niektórych wersjach smarowanie dozownikowe (rys. 18.3). Do łożysk głównych i korbowych olej był dostarczany przy użyciu pompy tłoczkowej o wydatku uzależnionym od prędkości obrotowej silnika i jego obciążenia. Tłoczek był napędzany od wału korbowego silnika, zawór zaś odsłaniający przepływ był związany cięgnem z przepustnicą. W ten sposób zmniejszono wyraźnie ilość oleju spalanego niepotrzebnie. Olej był dostarczany do łożysk głównych, a dalej wywierconymi w wale korbowym otworami do łożysk korbowych pod działaniem siły odśrodkowej.

Należy podkreślić, że ostatnimi pojazdami samochodowymi wyposażonymi w silniki dwusuwowe ZI o przepłukaniu przez skrzynię korbową i smarowanymi mieszankowo były produkowane przez wiele lat w Polsce SYRENA i w NRD TRABANT.

Silniki tego typu, często z dozownikowym układem smarowania, przetrwały z racji swej prostoty w motorynkach, popularnych na południu Europy.

### 18.2.2. Układy smarowania czterosuwowych silników starszej generacji

Silniki czterosuwowe stosowane w pierwszych konstrukcjach pojazdów samochodowych były wyposażone w układ smarowania rozbryzgowego. Czerpak osadzony w stopie korbowodu uderzał w lustro oleju i rozbryzgując olej tworzył mgłę olejową, która osadzała się na elementach silnika znajdujących się w skrzyni korbowej. Taki prosty sposób mógł zapewnić w miarę dobre warunki smarowania gładzi cylindra, krzywek wału rozrządu oraz łożysk tocznych. Jednak zwiększające się obciążenie łożysk głównych i korbowych wymuszało stosowanie łożysk ślizgowych. W tym

przypadku smarowanie rozbryzgowe było już niewystarczające. Można było jedynie zrealizować grawitacyjny napływ oleju do panewek głównych i w wyniku działania sił odśrodkowych do panewek korbowodowych.

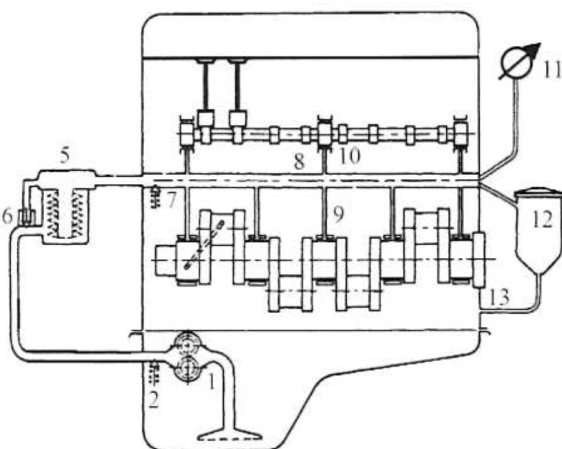
Tego typu rozwiązanie stawało się zawodne w przypadku znacznych przechyłów i przyspieszeń pojazdu, zmieniających położenie lustra oleju. Warunki smarowania pogarszały się wraz z obniżaniem poziomu oleju w miarę jego zużycia. Ponadto olej był pozbawiony możliwości filtracji.

Układ ten szybko ustąpił miejsca smarowaniu pod ciśnieniem, stosowanemu do dziś w tłokowych silnikach spalinowych wszelkiego typu. Nieco dłużej był stosowany w silnikach stacjonarnych.

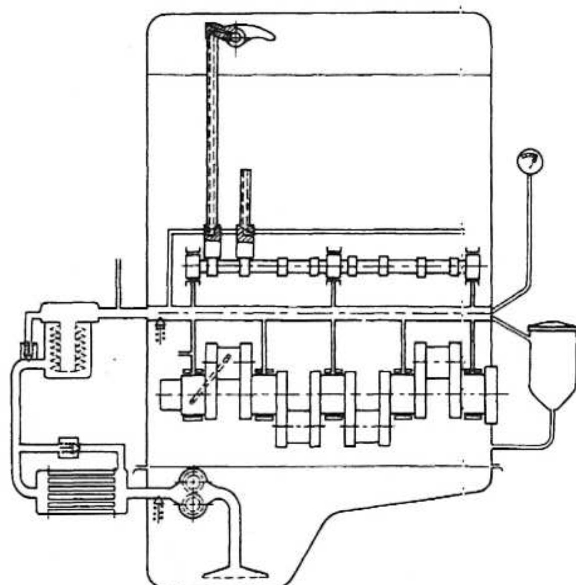
Rozwój silników samochodowych zmierzający do uzyskiwania coraz większych mocy z jednostki objętości prowadził do zwiększania prędkości obrotowych, a zatem również obciążeń dynamicznych. Towarzyszyło temu także zwiększanie się obciążeń pochodzących od sił gazowych. Zwiększały się zatem również obciążenia łożysk. Regułą stało się stosowanie łożysk ślizgowych, wymagających doprowadzania oleju pod ciśnieniem. Pozostałe węzły były smarowane mgłą olejową wytwarzaną przez wirujące łożyska wału korbowego, z których wypływał nadmiar dostarczanego oleju.

Prosty układ smarowania ciśnieniowego w zastosowaniu do starszych konstrukcji silnika dolnozaworowego ograniczał się do smarowania zespołów znajdujących się w kadłubie (rys. 18.4). Głowica nie była wyposażona w układy wymagające doprowadzenia oleju smarnego.

Olej znajdujący się w misce olejowej był zasysany przez ssąco-tłoczącą zębatą pompę *1* przez siatkowy wstępny filtr zabudowany na kielichu ssącym pompy, chroniący pompę przed większymi zanieczyszczeniami. Za pompą znajdował się zawór przelewowy, zabezpieczający układ smarowania przed nadmiernym ciśnieniem. Dalej olej przepływał przez filtr szeregowy *5* wyposażony w zawór obejściowy *6*, uruchamiany w przypadku nadmiernego wzrostu oporów przepływu oleju przez



**Rys. 18.4.** Układ ciśnieniowego smarowania czterosuwowego silnika dolnozaworowego (opis w tekście)


**Rys. 18.5.** Układ ciśnieniowego smarowania czterosuwowego silnika górnozaworowego (ZI lub ZS) [69]

filtr (w wyniku nadmiernego zanieczyszczenia wkładu filtrującego). W ten sposób do głównego przewodu oleju, tzw. magistrali *8*, był kierowany olej przefiltrowany. Magistrala była najczęściej wykonana w formie kanału wywierconego w nadlewie ściany kadłuba na całej jego długości. Z niej kanałami w nadlewie kadłuba olej był doprowadzany do czopów głównych wału korbowego *9* oraz łożysk wału rozrządu *10*.

Czopy korbowe były zasilane olejem płynącym kanałami wywierconymi w wale korbowym od czopów głównych. W niektórych rozwiązaniach również łożyska sworznia tłokowego w główce korbowodu były smarowane olejem pod ciśnieniem, płynącym kanałem wywierconym wzdłuż trzonu korbowodu.

Popychacze, krzywki rozrządu oraz prowadnice popychaczy były smarowane olejem spływającym po ściankach bloku cylindrów. W układ często był wprowadzany równoległy filtr oleju dokładnego oczyszczania. Z niego olej spływał do miski olejowej.

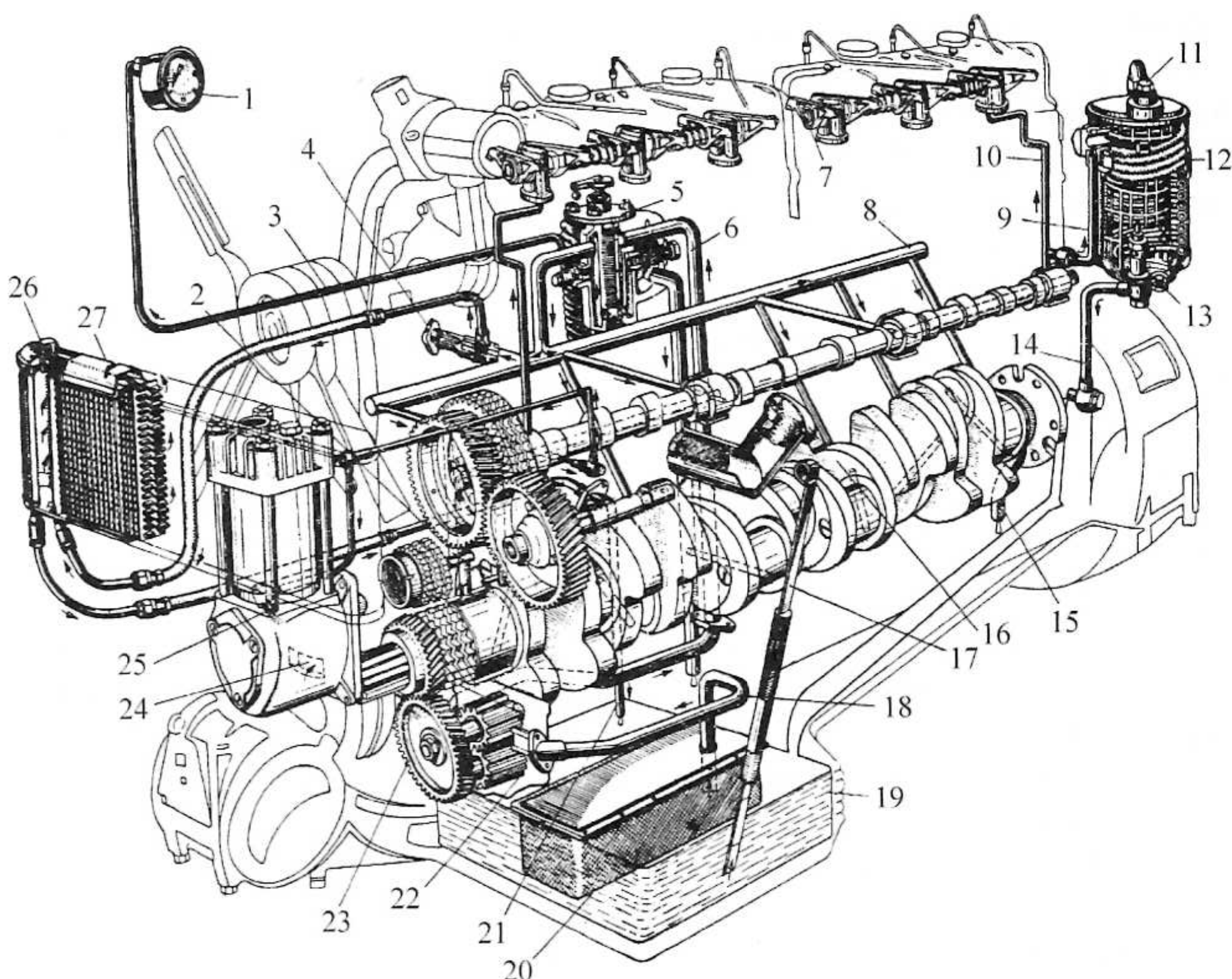
Dolnozaworowe silniki ZI charakteryzowały się niezbyt dużymi obciążeniami cieplnymi. Stąd też do chłodzenia oleju wystarczała miska olejowa, niekiedy użebrowana, omywana powietrzem przepływającym w sposób naturalny w czasie jazdy samochodu.

Wprowadzenie rozrządu górnozaworowego skomplikowało w pewnym stopniu układ smarowania. Olej musiał być doprowadzany pod ciśnieniem również do głowicy, najczęściej pionowymi kanałami wywierconymi w kadłubie i głowicy do jej górnej płyty, by zasilić łożyska dźwigni zaworów. Czasem był dostarczany kanałami w drążkach popychaczy.

Powierzchnie współpracy dźwigni i trzonka zaworu były smarowane natryskowo przez otwór w piaście dźwigni. Nadmiar oleju z płyty górnej głowicy spływał kanałami drążków popychaczy do miski olejowej, smarując jednocześnie prowadnice oraz powierzchnię współpracy krzywki i popychacza. W podobny sposób był rozwiązany układ smarowania czterosuwowych silników ZS. W wielu rozwiązaniach silników bardziej obciążonych cieplnie, zarówno ZI, jak i ZS, olej miał duży udział w odprowadzaniu ciepła od zespołów o wysokiej temperaturze (rys. 18.5). Zachodziła potrzeba wprowadzenia chłodnicy, która w prostych rozwiązaniach była bezpośrednim wymiennikiem ciepła (omywana strumieniem powietrza). W wielu przypadkach oddawała ciepło do cieczy z układu chłodzenia.

W rzeczywistości układ smarowania stawał się coraz bardziej rozbudowany. Wymagał starannego zaprojektowania wielu węzłów konstrukcyjnych. Obsługiwał często dodatkowe pomocnicze urządzenia, np. sprężarkę układu hamulcowego czy też przekładnie napędu rozrządu. Ciśnieniowe przewody i kanały oleju musiały być szczelne nie tylko ze względu na niedopuszczalność wycieków na zewnątrz, ale także ze względu na niebezpieczeństwo przedostania się oleju do przestrzeni cieczy chłodzącej lub, co gorsze, odwrotnie — cieczy chłodzącej do układu smarowania. Z tego względu bardzo istotne było pewne rozdzielenie obu tych czynników w obrębie głowicy i jej uszczelki. Rozbudowany obieg oleju smarnego w czterosuwowym silniku ZS o konstrukcji z lat sześćdziesiątych przedstawiono na rys. 18.6.

Zębata pompa oleju była napędzana od przedniego zakończenia wału korbowego silnika przez parę kół walcowych o zębach skośnych. Przewodem ssawnym, przez wstępny filtr siatkowy (zabezpieczający pompę jedynie przed dużymi zanieczysz-




**Rys. 18.6.** Układ ciśnieniowego smarowania wysokoprężnego silnika samochodu ciężarowego FIAT 368 [52]

*1* — ciśnieniomierz, *2* — smarowanie napędu rozrządu, *3* — przewód ciśnieniomierza, *4* — zawór chłodnicy, *5* — filtr główny, *6* — przewód filtra głównego, *7* — dźwignie zaworów, *8* — kanał główny, *9* — przewód filtra bocznikowego, *10* — kanał dźwigni zaworów, *11* — odpowietrznik, *12* — wkład dokładnego oczyszczania, *13* — zlew, *14* — przewód odprowadzający, *15* — przewód nadmiarowy, *16* — wlew oleju, *17* — wskaźnik poziomu oleju, *18* — przewód ssawny, *19* — miska olejowa, *20* — filtr siatkowy, *21* — przewód odpływowy chłodnicy, *22* — pompa oleju, *23* — napęd pompy oleju, *24* — odpływ oleju ze sprężarki, *25* — dopływ oleju do sprężarki, *26* — zawór przelewowy, *27* — chłodnica oleju

czeniami) zasysała olej i przetłaczała go do głównego szeregowego filtra oleju, który filtrował cały przepływ oleju. Był to filtr typu szczelinowego, wymagał okresowego przemieszczania płytek szczelinowych w celu oczyszczenia szczelin. Podlegał okresowemu rozebraniu i czyszczeniu. W filtrze znajdował się także zawór przelewowy odprowadzający nadmiar oleju do miski olejowej.

Z filtra olej był kierowany do głównego kanału (magistrali), a dalej kanałami wywierconymi w kadłubie do łożysk głównych wału korbowego oraz do łożysk wału rozrządu. Z kanału głównego obwodem równoległym część oleju była kierowana do chłodnicy powietrza (w tym przypadku), omywanej naturalnym lub wymuszonym przez wentylator chłodnicy cieczy chłodzącej, strumieniem powietrza. Ta część wydatku oleju powracała do miski olejowej. Z kanału głównego oleju był zasilany także układ smarowania sprężarki tłokowej układu hamulcowego. Olej ze sprężarki spływał otworem w czołowej ścianie kadłuba. Smarował koła zębate oraz przekładnię łańcuchową napędu rozrządu.

W smarowaniu tego ostatniego zespołu brał również udział olej spływający z przedniego łożyska wału rozrządu oraz przedniego łożyska czopa głównego wału korbowego, po czym spływał do miski olejowej. Część łożysk wału rozrządu była smarowana olejem dopływającym kanałami osiowymi wywierconymi w tym elemencie. Do głowicy prowadziły kanały pionowe w przedniej i tylnej części kadłuba, którymi olej z przedniego i tylnego łożyska wału rozrządu był kierowany do wsporników i dalej do osi dźwigni zaworów. Na powierzchnię współpracy trzonka zaworu i dźwigni olej był natryskiwany przez otwór w piaście dźwigni. Z górnej płyty głowicy spływał przestrzeniami, w których były prowadzone drążki popychaczy, wypełniał prowadnice popychaczy, zapewniając dobre warunki ich smarowania, a także współpracujących powierzchni krzywek i popychaczy. W układ wprzęgnięty był także równolegle bocznikowy filtr dokładnego oczyszczania z wymiennym wkładem, z którego olej spływał do miski.

Pokładowa diagnostyka opierała się na manometrze olejowym. Wymagała doprowadzenia przewodu oleju do tego przyrządu. Poziom oleju mógł być sprawdzany wskaźnikiem bagnetowym. Omówiony układ był już dojrzałym rozwiązaniem.

## 18.3. Współczesne układy smarowania

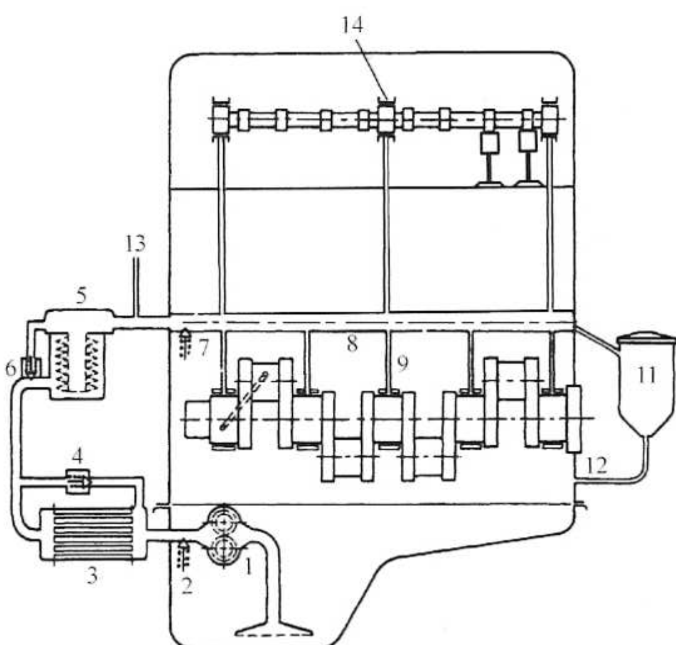
### 18.3.1. Podstawowe obiegi oleju

Silniki napędzające współczesne pojazdy samochodowe są silnie obciążone mechanicznie i cieplnie. Układ smarowania musi więc spełniać coraz wyższe wymagania w zakresie odprowadzania ciepła od gorących zespołów silnika. Zwiększa się też liczba zespołów wymagających smarowania wobec wprowadzenia nowych rozwiązań (np. zespół turbiny i sprężarki, sprężarki mechanicznej). Rozbudowaniu ulega wiele zespołów wymagających smarowania, a zabudowanych w głowicy silnika (np. łożyska rozrządu z dźwigniami czy popychaczami). Rosną także wymagania stawiane olejom silnikowym. Coraz częściej zalecane jest stosowanie oleju syntetycznego.

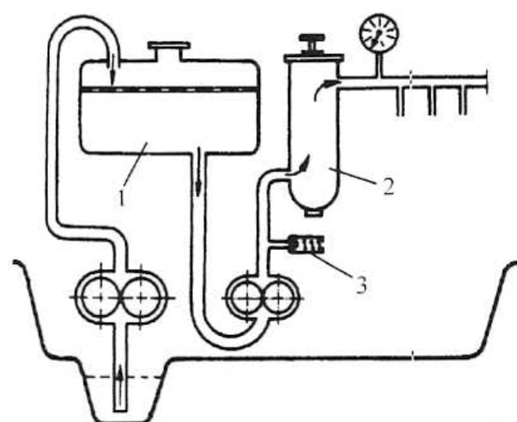
W szybkoobrotowych silnikach ZI oraz ZS samochodów osobowych wał rozrządu jest umieszczony w głowicy. Wymaga to doprowadzania oleju pod ciśnieniem do jego łożysk. To zagadnienie zostało już opanowane w poprzednich konstrukcjach, łożyska bowiem dźwigni zaworów we wszystkich rozwiązaniach silników górnozaworowych także wymagały smarowania pod ciśnieniem.

Wobec znaczących obciążeń cieplnych w jednostkach doładowanych (ale nie tylko) zastosowano chłodnice oleju. Zazwyczaj są to wymienniki ciepła między olejem silnikowym a cieczą chłodzącą. Schemat rozwiązania pokazano na rys. 18.7.

W układzie tym zębata pompa *1* czerpie olej z miski i tłoczy go do chłodnicy cieczy *3*. Między pompą a chłodnicą jest zabudowany zawór, utrzymujący ciśnienie w układzie na założonym niezbyt wysokim poziomie (0,4÷0,5 MPa). Chłodnica *3*, umieszczona szeregowo w obiegu oleju do kanału głównego *8* jest właściwie wymiennikiem ciepła działającym w dwie strony. Podczas rozruchu silnika, wobec faktu szybszego wzrostu temperatury cieczy chłodzącej niż oleju, strumień ciepła płynie od cieczy do oleju, podnosząc jego temperaturę. Poprawia to własności smarne oleju.




**Rys. 18.7.** Obieg oleju w czterosuwowym silniku samochodu osobowego (z wałem rozrządu w głowicy) — opis w tekście



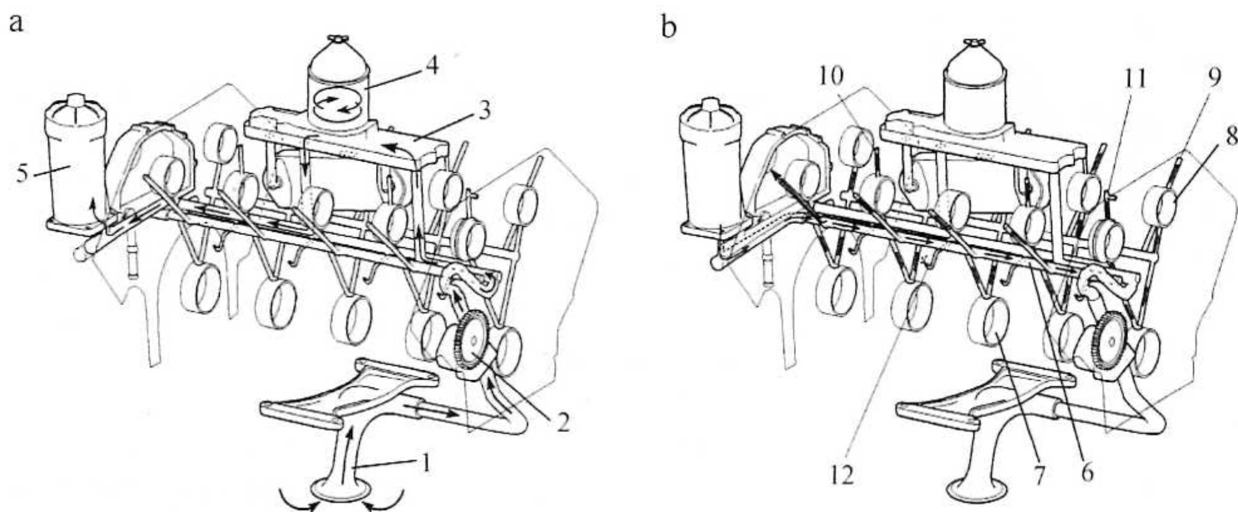

**Rys. 18.8.** Układ z suchą miską olejową [69]

*1* — zbiornik, *2* — filtr szczelinowy, *3* — zawór przelewowy

W równoległym kanale obejściowym znajduje się zawór *4*, umożliwiający przepływ mimo awaryjnego zwiększenia oporów przepływu w chłodnicy. Podobną funkcję spełnia kanał obejściowy i zawór *6* głównego filtra *5*. W filtrze tym następuje dokładne oczyszczenie z zanieczyszczeń przed przejściem do kanału głównego (magistrali) *8*. Stąd olej jest dostarczany do bardzo istotnych miejsc, tj. do łożysk głównych wału korbowego *9* i dalej otworami wywierconymi w ramionach i czopach do łożysk czopów korbowych.

Z magistrali olejowej kanałami wywierconymi w kadłubie i głowicy olej jest dostarczany do łożysk wału rozrządu, czasem do jednego z nich, pozostałe zaś są zasilane przez osiowy kanał wywiercony w wale. Spływający olej smaruje krzywki i współpracujące popychacze, a także prowadnice popychaczy. Jeśli zawory są napędzane za pomocą dźwigni pośrednich występujących między krzywką wału a trzonkiem zaworu, olej pod ciśnieniem jest doprowadzany do osi dźwigni. Nadmiar oleju z górnej płyty głowicy jest sprowadzany kanałami w głowicy i kadłubie do miski olejowej. Często w układ równolegle jest wprowadzony filtr bocznikowy. Olej spływający z filtru jest kierowany bezpośrednio do miski.

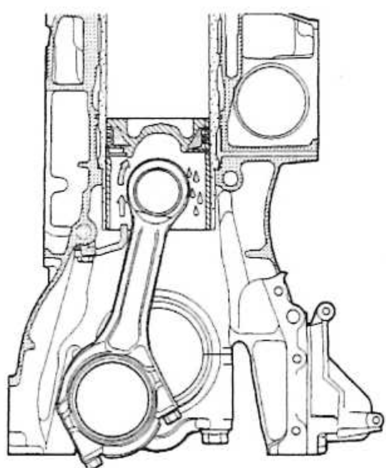
Opisany układ smarowania ma tzw. mokrą miskę olejową. Zbiornik oleju znajduje się w charakterystycznym zagłębieniu tego elementu. W pojazdach sportowych (o dużych osiąganych przyspieszeniach wzdłużnych i poprzecznych) oraz pojazdach pracujących przy znacznych przechyłach są stosowane układy smarowania z tzw. suchą miską olejową (rys. 18.8), w celu uniknięcia niebezpieczeństwa zasysania powietrza i występowania przerw w tłoczeniu oleju. Układ taki musi być wyposażony w dwie pompy: jedną osuszającą miskę olejową, która okazjonalnie zasysa olej, ale także tłoczy powietrze po osuszeniu miski, drugą, właściwą, która cały czas pracuje w warunkach zasilania olejem ze zbiornika. W celu uspokojenia spienionego oleju w zbiornikach jest stosowana specjalna siatka.




**Rys. 18.9.** Obieg oleju w widlastym ośmiocylindrowym silniku samochodu ciężarowego SCANIA o objętości skokowej $V_{ss} = 16\ dm^3$ [54] (opis w tekście)
*a* — do filtra dokładnego oczyszczania, *b* — od filtra dokładnego oczyszczania

W wielocylindrowych silnikach samochodów ciężarowych, doładowanych za pomocą zespołu turbiny i sprężarki, obieg oleju jest silnie rozbudowany, szczególnie w przypadku widlastego układu cylindrów. Układ smarowania tego typu zostanie omówiony na przykładzie silnika samochodu SCANIA (rys. 18.9).

Olej jest zasysany przez pompę zębatą *2* przewodem ssawnym *1*. W kielichowym zakończeniu (tzw. smoku) znajduje się wstępna siatka filtrująca i zabezpieczająca pompę przed dużymi zanieczyszczeniami. W pompie znajduje się przelewowy zawór bezpieczeństwa, otwierający powrót oleju do miski po przekroczeniu w układzie ciśnienia 0,95 MPa. Dalszy wzrost ciśnienia może uszkodzić zespoły występujące w układzie smarowania. Dalej cały olej jest kierowany do chłodnicy oleju *3*. Jest to wymiennik ciepła współpracujący z obiegiem cieczy chłodzącej głowicę silnika. Także umiejscowienie chłodnicy oleju spełnia podwójną rolę. W fazie nagrzewania silnika, w krótkim czasie po jego uruchomieniu, ciecz chłodząca o wyższej temperaturze niż olej silnikowy podnosi temperaturę oleju. Sprzyja to szybkiemu uzyskaniu dobrych własności smarnych oleju z jednoczesnym szybkim skracaniem okresu zmniejszania sprawności mechanicznej silnika, wywołanej dużymi stratami tarcia w węzłach smarowanych olejem o niskiej temperaturze. Po dojściu do równowagi cieplnej olej silnikowy, który osiąga temperatury znacznie wyższe niż ciecz chłodząca, oddaje ciepło do układu chłodzenia. Staje się pośrednim ogniwem w odprowadzaniu ciepła z gorących zespołów. Dotyczy to głównie tłoka i tulei cylindra. Część oleju równoległym kanałem jest kierowana do filtra odśrodkowego i spływa do miski olejowej. Główny strumień oleju z chłodnicy jest kierowany do filtra dokładnego oczyszczania *5* przez zawór ustalający ciśnienie w układzie na poziomie ok. 0,4 MPa. Nadmiar oleju wraca do miski olejowej. Po dokładnym oczyszczeniu olej jest przetłaczany do głównego kanału oleju *6*. Dalej kanałami wywierconymi w kadłubie do łożysk głównych *7* i kanałami w bloku do magistrali drugiego rzędu cylindrów. Z obydwu kanałów głównych (jednego i drugiego rzędu cylindrów) są smarowane łożyska wałów rozrządu *8*.



**Rys. 18.10.** Schemat natryskowego chłodzenia denka tłoka w silniku SCANIA [54]

Łożyska korbowe są smarowane przez ukośne kanały wywiercone w ramionach wału. Smarowanie osi dźwigni jest realizowane za pomocą przepływu oleju otworami w bloku cylindrów i głowicy każdego rzędu cylindrów biegnącymi od łożysk wału rozrządu *9*. Do smarowania popychaczy współpracujących z krzywkami wałka rozrządu są wykorzystywane również wywiercone w bloku cylindrów otwory *10* biegnące od łożyska wału rozrządu.

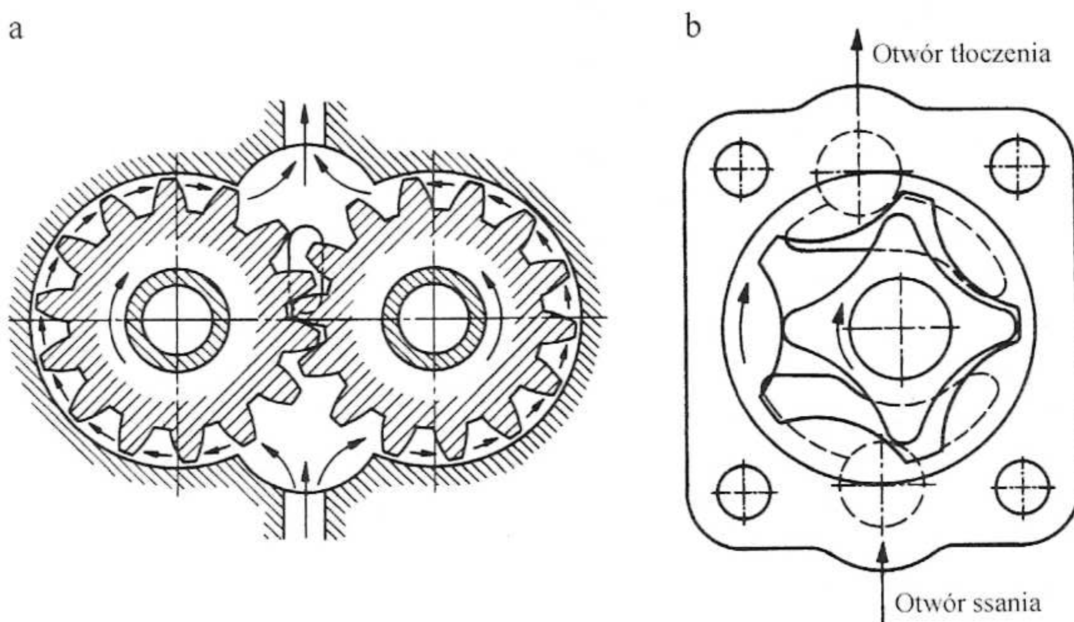
Bardzo istotnym elementem wymagającym ciśnieniowego smarowania, a także odprowadzenia ciepła jest łożysko ślizgowe osi turbiny i sprężarki. Również do tego zespołu olej jest dostarczany wywierconymi otworami *11* od łożyska wału rozrządu. W celu chłodzenia tłoków z magistrali olejowych obu rzędów cylindrów są wyprowadzone dysze *12*, natryskujące olej na denka, a właściwie na ukształtowane w nich rowki lub kanały oleju (rys. 18.10). Tak więc chłodzenie gorących elementów silnika jest obok zapewnienia dobrych warunków smarowania bardzo ważną funkcją tego układu.

### 18.3.2. Podstawowe zespoły układu smarowania

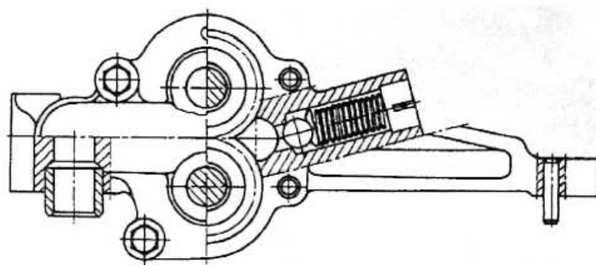
#### Pompy oleju

Działanie pompy polega na wyporowym przetłaczaniu oleju. Jej wydatek zależy wprost od jej prędkości obrotowej.

Stosowane są dwa rozwiązania, oparte na współpracy kół zębatych: jedno o zazębieniu zewnętrznym (rys. 18.11*a*), a drugie o zazębieniu wewnętrznym (rys. 18.11*b*). W obu rozwiązaniach pompa jest napędzana zazwyczaj przekładnią zębatą od wału korbowego silnika, czasem przekładnią łańcuchową. W przypadku pompy o zazębie-




**Rys. 18.11.** Pompa oleju o zazębieniu zewnętrznym (*a*) i wewnętrznym (*b*) [69]



**Rys. 18.12.** Pompa oleju o zazębieniu zewnętrznym z zaworem przelewowym, napędzana przekładnią zębatą z wału korbowego silnika [69]

niu zewnętrznym olej jest zabierany w przestrzeniach ograniczonych zębami, zewnętrzną średnicą obudowy pompy i ścianami czołowymi. W przypadku pompy o zazębieniu wewnętrznym transport oleju odbywa się w przestrzeniach międzyzębnych współpracujących kół, ograniczonych również ścianami bocznymi pompy. Takie rozwiązanie wymaga starannego pasowania wymiarów odległości między ścianami bocznymi pompy oraz wysokości kół zębatych. W przypadku pompy o zazębieniu zewnętrznym istotne jest także utrzymanie luzu międzyzębnego, a w przypadku pompy o zazębieniu wewnętrznym bardzo istotne jest zachowanie odstępu między osiami kół oraz kształtu zębów. Maksymalne ciśnienie tłoczenia pomp zębatych sięga 1,5 MPa. Pompa powinna się znajdować możliwie blisko lustra oleju.

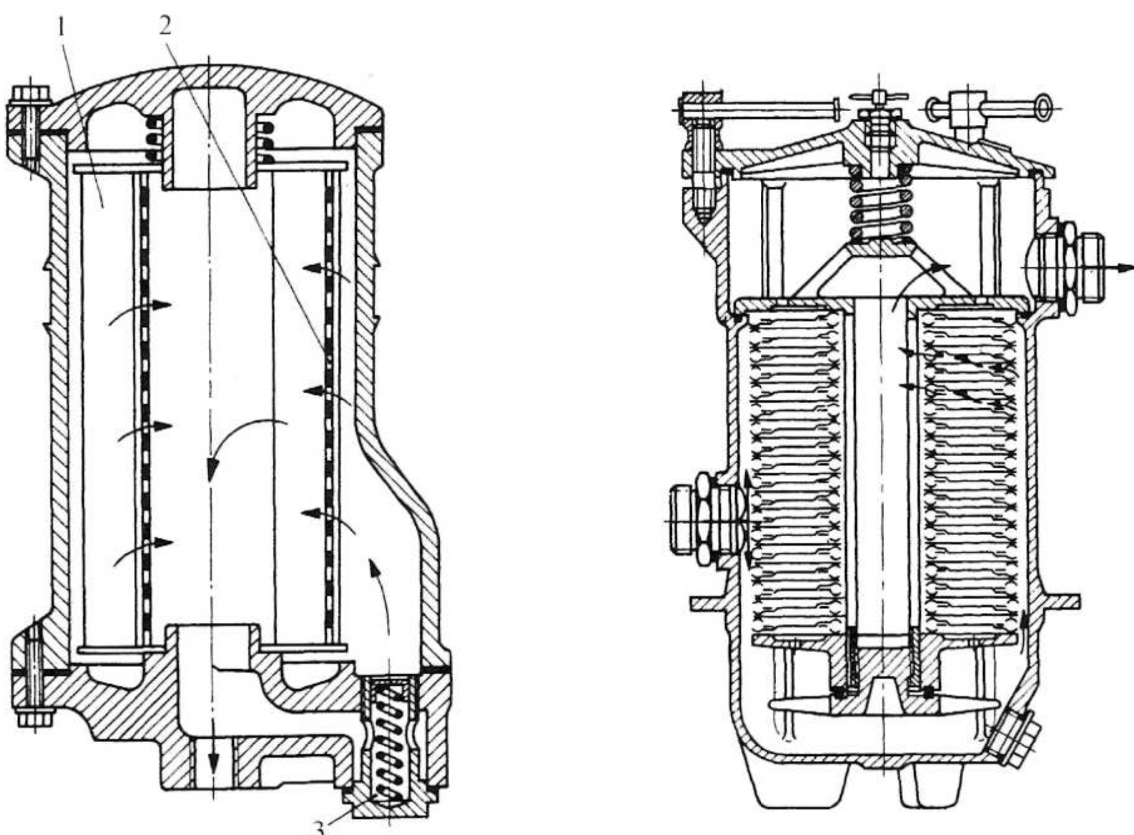
Koła zębate są wykonane najczęściej ze stali węglowej podwyższonej jakości. Wydatek pompy zależy od jej prędkości obrotowej, a także oczywiście od jej wymiarów. Przy tej samej prędkości obrotowej, pompy o zazębieniu wewnętrznym charakteryzują się większym wydatkiem i znajdują coraz częściej zastosowanie w dużych silnikach samochodów ciężarowych. Pompy o zazębieniu zewnętrznym częściej występują w silnikach samochodów osobowych, których prędkości obrotowe są znacznie większe, zapotrzebowanie zaś na wydatek oleju — mniejsze.

Przykładowe rozwiązanie pompy oleju z wbudowanym zaworem przelewowym przedstawiono na rys. 18.12. Zawory przelewowe są wykonywane jako tłoczkowe bądź kulkowe. Zasada ich działania jest taka sama. Otwarcie przelewu następuje w wyniku wzrostu ciśnienia oleju do takiej wartości, że siła parcia oleju na tłoczek lub kulkę przewyższa wartość siły w sprężynie.

### Filtry dokładnego oczyszczania

Filtry tego typu służą do oczyszczania oleju z bardzo drobnych zanieczyszczeń. Znajdują się zazwyczaj przed magistralą olejową, tak by cały wydatek oleju doprowadzany do magistrali był dokładnie przefiltrowany. Należy pamiętać, że z tego miejsca jest on dalej rozprowadzany do ważnych części silnika (łożysk głównych i korbowych oraz łożysk wału rozrządu). Zależnie od rodzaju wymiennego wkładu rozróżnia się filtry z wkładem filcowym opartym na siatce metalowej i filtry siatkowe.

Filtr z wkładem filcowym (rys. 18.13) wymaga okresowej wymiany wkładu. Zanieczyszczenia osadzające się na filcowej wykładzinie zwiększają opory przepływu. Z czasem opory te mogą być tak duże, że przepływ oleju odbywa się poza częścią filtrującą, przez zawór bezpieczeństwa. Zapewnia to wprawdzie zasilanie układu smarowania, ale z pominięciem filtra.




**Rys. 18.13.** Filtr dokładnego oczyszczania z wymiennym wkładem filcowym osadzonym na stalowej siatce [69]
*1* — filc, *2* — siatka metalowa, *3* — zawór bezpieczeństwa

**Rys. 18.14.** Filtr dokładnego oczyszczania z siatką filtracyjną [69]

Filtry siatkowe (rys. 18.14) są wyposażone w wymienne wkłady filtrujące lub wkłady z rozbieralnych pakietów podlegających okresowemu myciu i usuwaniu zanieczyszczeń.

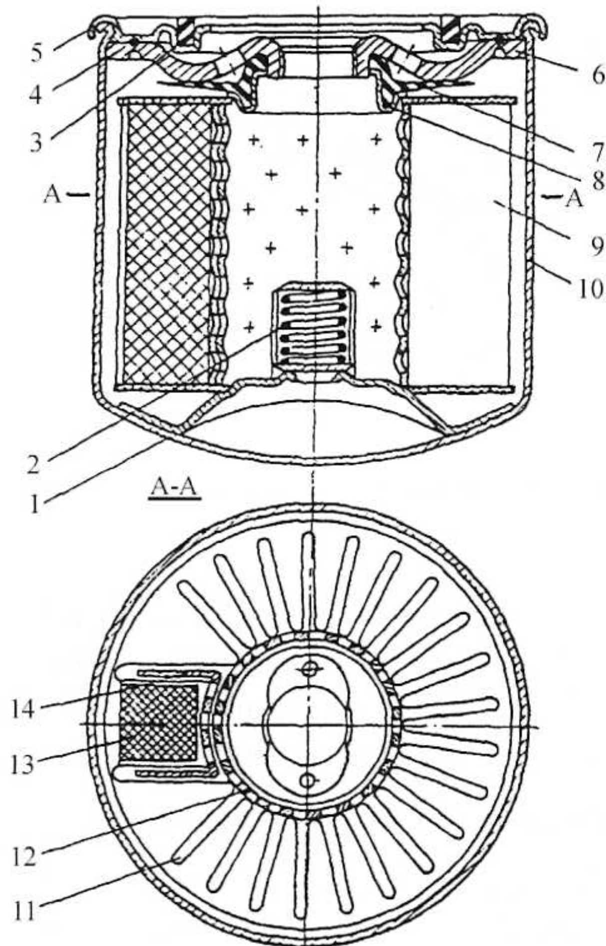
Te dwa rodzaje filtrów są stosowane głównie w dużych silnikach samochodów ciężarowych. W silnikach mniejszych są zabudowane filtry jednorazowego użytku (rys. 18.15), o zamkniętym w obudowie wkładzie filtrującym, zazwyczaj kartonowym, służącym do dokładnego oczyszczania, opartym na stalowej siatce służącej do oczyszczania zgrubnego.

Filtry pełnoprzepływowe mają za zadanie zatrzymanie zanieczyszczeń o wymiarach większych niż 10 µm. Jest to grubość minimalnej warstwy oleju silnikowego w łożyskach ślizgowych silnika. Większe zanieczyszczenia byłyby wgniatane w warstwę ślizgową panewek lub wpływałyby na ścieranie czopów.

Filtry bocznikowe, o mniejszej przepustowości, często są wyposażone we wkłady zatrzymujące zanieczyszczenia o wymiarach ok. 5 µm.

## Filtry odśrodkowe

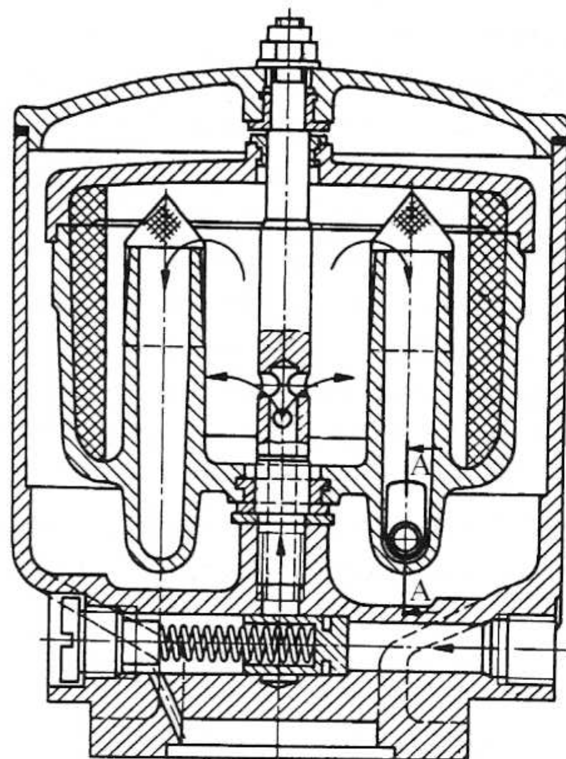
Filtry odśrodkowe (rys. 18.16) są stosowane z reguły w dużych silnikach samochodów ciężarowych. Działają na zasadzie odwirowania cząstek o większej gęstości. Jakość oczyszczania zależy od prędkości obrotowej, jaką ma filtrowana masa oleju.

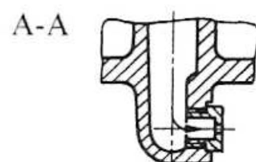



**Rys. 18.15.** Pełnoprzepływowy filtr jednorazowego użytku [4]

*1* — obudowa, *2* — zawór wewnętrzny jednokierunkowy, *3* — pierścień gumowy uszczelniający, *4* — spoina obudowy i nakrętki, *5* — pompa filtra, *6* — nakrętka sprężysta, *7* — wargowy zawór zwrotny, *8* — szkielet układu filtracyjnego, *9* — papierowy wkład filtracyjny, *10* — obudowa zewnętrzna, *11* — przegroda filtracyjna, *12* — rura środkowa, *13* — wkładka filtracyjna zgrubnego oczyszczania, *14* — klamra wstawki

Stosowane obecnie filtry odśrodkowe charakteryzują się prędkościami obrotowymi wirówki dochodzącymi do 10 000÷15 000 obr/min. Do napędu wirówki jest wykorzystywana siła reakcji oleju wypływającego z odpowiednio ukierunkowanych dysz. Cały filtr oraz jego część wirująca są rozbieralne. Okresowo wymagane jest usunięcie zanieczyszczeń zalegających na zewnętrznym obwodzie wirówki. To bardzo skuteczne i tanie rozwiązanie, pełniące rolę filtra bocznikowego, znajduje zastosowanie w większości współczesnych silników samochodów ciężarowych.

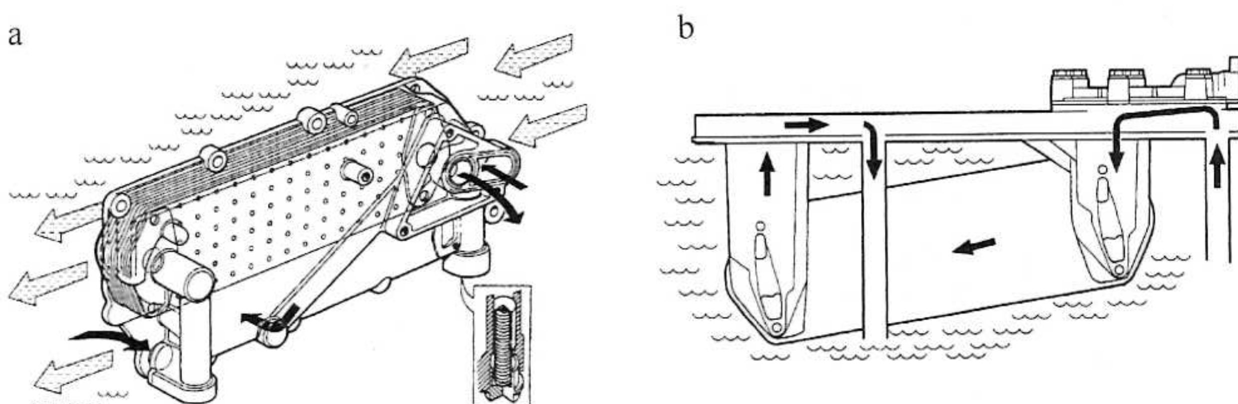



**Rys. 18.16.** Filtr odśrodkowy [69]

## Chłodnice oleju

W obecnych rozwiązaniach chłodnice oleju są to wymienniki ciepła między olejem a cieczą chłodzącą. Strumień ciepła, jak już wspomniano, przepływa od cieczy do oleju w czasie nagrzewania




**Rys. 18.17.** Chłodnice oleju zabudowane w przestrzeni cieczy chłodzącej kadłuba (*a*) i przestrzeni wodnej w głowicy (*b*) [54]

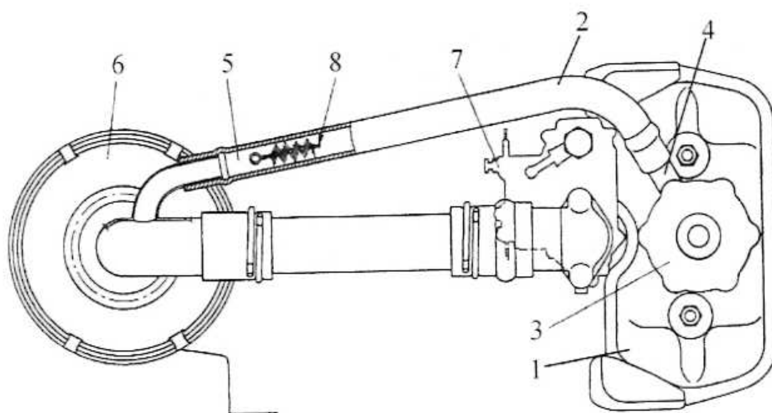
silnika i odwrotnie, od oleju do cieczy w fazie stabilizacji i dużych obciążeń. Wówczas służy jako chłodnica oleju, utrzymując temperaturę oleju w zakresie gwarantującym poprawną jego pracę z zachowaniem odpowiedniej lepkości. Przykładowe sposoby chłodzenia oleju przedstawiono na rys. 18.17.

## Przewietrzanie skrzyni korbowej

Do skrzyni korbowej w czasie pracy silnika przedostają się spaliny, pochodzące z przedmuchów między tłokami i tulejami cylindrów. Gromadzą się tam także pary oleju silnikowego. W dawnych rozwiązaniach skrzynia korbowa była odpowietrzana bezpośrednio do atmosfery. W dobie dbałości o środowisko naturalne we wszystkich rodzajach silników przedmuchy spalin oraz pary oleju silnikowego odzyskuje się do kolektora dolotowego i wprowadza do procesu spalania. Odzyskuje się w ten sposób także energię zawartą w parach oleju (o bardzo wprawdzie znikomej wartości).

W silnikach ZI przewód odsysający zazwyczaj łączy przestrzeń nadgłowicową zamkniętą pokrywą rozrządu i kanał dolotowy za filtrem powietrza (jest to strefa podciśnienia). Takie rozwiązanie pokazano na rys. 18.18. Trzeba pamiętać, że we współczesnych silnikach samochodów osobowych (z wałem rozrządu w głowicy) przestrzeń nadgłowicowa jest połączona ze skrzynią korbową kanałami spływu oleju, a w silnikach samochodów ciężarowych również kanałami, w których są poprowadzone drążki popychaczy.

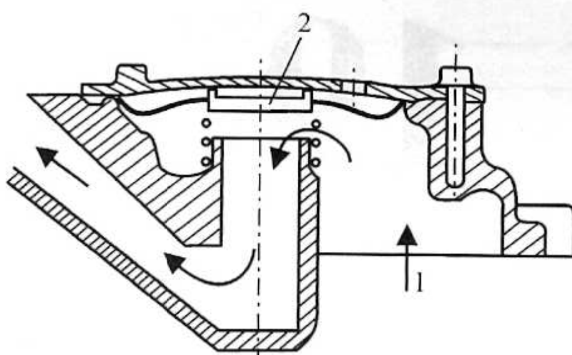
W silnikach doładowanych turbosprężarką przewód przewietrzania skrzyni korbowej musi być doprowadzony do przewodu dolotowego przed sprężarką, jest to




**Rys. 18.18.** Przykładowe rozwiązanie przewietrzania skrzyni korbowej [4]

*1* — pokrywa, *2* — przewód elastyczny, *3* — korek wlewu oleju, *4* — króciec przewietrzania, *5* — komora separatora cząstek oleju, *6* — obudowa filtra powietrza, *7* — układ wtryskowy lub gaźnika, *8* — separator cząstek oleju

bowiem jedyne miejsce układu dolotowego, w którym panuje podciśnienie. Na wyjściu ze skrzyni korbowej jest umieszczony zawór przeponowy (rys. 18.19), ustalający w niej niezbyt duże podciśnienie. Zbyt duży spadek ciśnienia panującego w skrzyni korbowej w warunkach znacznych spadków ciśnienia w przewodzie ssącym sprężarki prowadzi do nadmiernego wysysania par oleju, a nawet porywania jego drobin. To zjawisko powoduje większe zużycie oleju silnikowego oraz wzrost emisji węglowodorów.



**Rys. 18.19.** Przeponowy zawór (*2*) regulujący przepływ przedmuchów spalin (*1*) ze skrzyni korbowej silnika

Omówione sposoby przewietrzania skrzyni korbowej zostały wprowadzone ze względu na wymagania ochrony środowiska. Dzięki temu współczesne silniki spalinowe odprowadzają produkty spalania jedynie przez układ wylotowy, wyposażony w tłumiki, reaktory katalityczne, filtry cząstek stałych, skutecznie ograniczające emisję hałasu i niepożądanych związków do wartości ściśle określonych ostrymi normami.

19 ROZDZIAŁ

# Układy zapłonowe

## 19.1. Wprowadzenie

Silniki zasilane paliwami o dużej liczbie oktanowej i małej liczbie cetanowej wymagają wymuszenia procesu spalania przygotowanej i sprężonej mieszanki palnej. Służą do tego układy zapłonowe, których zadaniem jest wytworzenie iskry o odpowiednio dużej energii i w odpowiednio dobranej chwili, zależnej od wielu parametrów pracy silnika, takich jak prędkość obrotowa, obciążenie, stan cieplny, skład mieszanki palnej itp. Liczba parametrów analizowanych w celu dobrania właściwej chwili zapłonu (przeskoku iskry) zwiększa się wraz z wymaganiami stawianymi kolejnym generacjom silników. O ile w początkach masowego stosowania silników ZI dominowały wymagania dotyczące osiągów silnika i zużycia paliwa, o tyle w ostatnich dziesięcioleciach zostały one zdominowane przez wymagania dotyczące ochrony środowiska.

Układ zapłonowy zapewniał również rozdział energii na świece zapłonowe poszczególnych cylindrów silnika wielocylindrowego, w kolejności wynikającej z kolejności pracy. Należy tu jeszcze wspomnieć, że bardzo istotnym zagadnieniem jest pewność zapłonu, zjawisko tzw. wypadania zapłonów wpływa bowiem negatywnie na wszystkie cechy silnika (jego parametry użyteczne, zużycie paliwa, zanieczyszczenie środowiska). Stopień trudności w zapewnieniu prawidłowego działania układu zapłonowego jest ściśle związany ze zwiększaniem prędkości obrotowej współczesnych silników.

W wieloletniej historii rozwoju tłokowego silnika spalinowego układ zapłonowy podlegał istotnym zmianom. Klasyfikację układów zapłonowych przedstawiono w tablicy.

## 19.2. Rys historyczny

### 19.2.1. Iskrownikowe układy zapłonowe

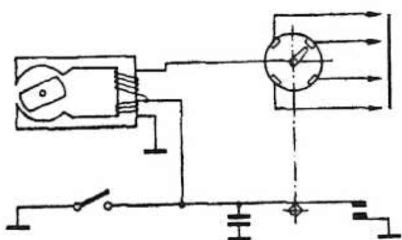
Na wstępie jedynie dla porządku należy wspomnieć o tzw. odrywkowym iskrowniku niskiego napięcia. Wytworzenie energii elektrycznej w tworniku następowało w wyniku jego gwałtownego przemieszczenia w stosunku do stałego pola magnetycznego

Klasyfikacja układów zapłonowych tłokowych silników spalinowych

<table>
<tr><td rowspan="5">Funkcja układu</td><td colspan="6">Układy zapłonowe</td></tr>
<tr><td>Bezakumulatorowe</td><td colspan="5">Akumulatorowe</td></tr>
<tr><td>Rozdzielaczowe lub bezrozdzielaczowe</td><td colspan="4">Rozdzielaczowe</td><td>Bezrozdzielaczowe (statyczne)</td></tr>
<tr><td>Iskrownikowe</td><td>Klasyczne</td><td>Tranzystorowe</td><td>Kondensatorowe</td><td colspan="2">Elektroniczne</td></tr>
<tr><td colspan="2">Przerywaczowe (stykowe)</td><td colspan="4">Bezprzerywaczowe (bezstykowe)</td></tr>
<tr><td>Rozdział wysokiego napięcia do cylindrów</td><td colspan="5">mechaniczny</td><td>elektroniczny</td></tr>
<tr><td>Regulacja kąta wyprzedzenia zapłonu</td><td colspan="4">mechaniczna</td><td>elektroniczna</td><td>elektroniczna</td></tr>
<tr><td>Wyzwolenie iskry</td><td colspan="2">mechaniczne</td><td colspan="2">elektroniczne</td><td>elektroniczne</td><td>elektroniczne</td></tr>
<tr><td>Sposób gromadzenia energii</td><td colspan="3">w indukcyjności</td><td>w pojemności</td><td colspan="2">w indukcyjności</td></tr>
<tr><td>Wytworzenie wysokiego napięcia</td><td colspan="6">indukcyjne</td></tr>
</table>

wywołanego układem dźwigniowym zaczepionym przez krzywkę lub sworzeń wirujący wraz z wałem rozrządu w silnikach czterosuwowych lub wałem korbowym w silnikach dwusuwowych.

Wyzwalanie iskry odbywało się na zasadzie rozwierania obwodu z zapalnicy (nie świecy), umieszczonej w komorze spalania. To rozwieranie obwodu — odsuwanie styków realizowane było często na zasadzie mechanicznego sprzęgnięcia dźwigniowego jednego ze styków z układem uruchamiającym twornik. Odsunięciu styków w czasie generowania energii elektrycznej towarzyszył przeskok iskry. Widać z tego skrótowego opisu, że zarówno proces indukcji jak i sterowania chwilą przeskoku iskry były realizowane czysto mechanicznymi powiązaniami układu zapłonowego z wałem rozrządu lub wałem korbowym silnika. Omawiane rozwiązanie było stosowane w pierwszych konstrukcjach tłokowych silników spalinowych, o prędkości obrotowej ograniczonej do kilkuset obrotów na minutę. Istotną cechą — na owe czasy pozytywną — był fakt, że układ ten nie wymagał zewnętrznego zasilania. Był prosty w działaniu, ulegał jednak szybkiemu zużyciu (głównie części mechanicznych) oraz nie zapewniał powtarzalności chwili zapłonu. W silnikach wielocylindrowych stawał się coraz bardziej rozbudowany mechanicznie i przez to coraz bardziej zawodny. Znacznie bardziej rozpowszechnionym układem iskrownikowym był układ wysokonapięciowy, wykorzystujący zasadę indukcji wysokiego napięcia w uzwojeniu wtórnym iskrownika w czasie przerwania obwodu prądu w uzwojeniu pierwotnym (rys. 19.1).



**Rys. 19.1.** Schemat iskrownikowego układu zapłonowego wysokiego napięcia [52]

Iskrownik, wyposażony w dwa obwody: pierwotny o małej liczbie zwojów (kilkuset) i wtórny o bardzo dużej liczbie zwojów (kilkudziesięciu tysięcy), wytwarzał impulsy wysokiego napięcia wskutek zmian położenia pola magnetycznego w stosunku do uzwojenia pierwotnego. W wyniku przerwania obwodu pierwotnego po rozwarciu styków przerywacza w uzwojeniu wtórnym był indukowany prąd o wysokim (do 15 000 V) napięciu. Odpowiednie sprzęgnięcie ruchu obrotowego wirującego magnesu (jak na rys. 19.1) z wałkiem krzywkowym przerywacza oraz często rozdzielacza wysokiego napięcia pozwalało na wytworzenie impulsów wysokiego napięcia oraz ich rozdział na świece zapłonowe poszczególnych cylindrów.

Tego typu urządzenie zapłonowe mogło być stosowane zarówno do jedno-, jak i wielocylindrowych silników dwu- i czterosuwowych. Często w silnikach dwusuwowych lub nawet czterosuwowych o mniejszej liczbie cylindrów układ nie wymagał stosowania rozdzielacza. Znane były różne rozwiązania, zależne od konfiguracji układu wywołującego przecinanie linii pola magnetycznego (np. ruchomy twornik — stały magnes lub ruchomy magnes — nieruchoma cewka iskrownika). W obwodzie przerywacza (pierwotnym) był wbudowany kondensator, zapobiegający iskrzeniu między rozwieranymi stykami. W obwodzie wtórnym były wbudowane świece zapłonowe o stałej odległości między elektrodami. Między nimi przeskakiwała iskra wywoływana pojawieniem się dużej różnicy potencjałów.

Rozwiązanie było znacznie korzystniejsze od odrywkowego iskrownika niskiego napięcia, wyeliminowane bowiem zostały skomplikowane układy dźwigniowo-uderzeniowe, uruchamiające twornik i zapalnicę. Sterowanie chwili zapłonu stawało się łatwe do zrealizowania za pomocą przerywacza, wprawdzie mechanicznego, ale o bardzo małej masie elementu ruchomego. Powstające siły bezwładności także były niewielkie. Łatwy był też sposób realizacji zapłonu w różnych rozwiązaniach silnika dwu- i czterosuwowego o różnej liczbie cylindrów. Pomocne było w tym względzie także konstruowanie tworników o większej liczbie ramion. Układ ten również nie wymagał obcego źródła energii.

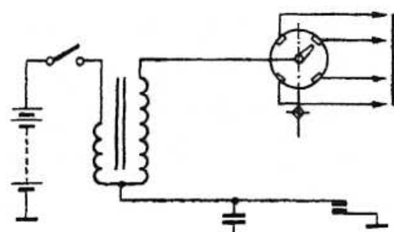
Udoskonalane wersje były wyposażone w regulatory zmieniające chwilę zapłonu wraz ze zmianą prędkości obrotowej silnika. Rozwiązania te, już obecnie nie stosowane w silnikach samochodowych, były bardzo popularne w silnikach motocyklowych oraz prostych pojazdach osobowych. Obecnie są jeszcze stosowane w niektórych typach motorowerów. Rozbudowany twornik i układ magnesów stałych pozwala także na wytworzenie energii elektrycznej niezbędnej do oświetlenia pojazdu w czasie pracy silnika.

Układy iskrownikowe charakteryzowały się jednak niekorzystną cechą. Energia iskry w czasie rozruchu silnika była stosunkowo mała. Wynikało to z małej szybkości przecinania linii sił pola magnetycznego przy małej prędkości obrotowej wału korbowego (patrz rys. 19.14) i w pewnych warunkach utrudniało rozruch silnika.

## 19.2.2. Akumulatorowe, przerywaczowe układy zapłonowe (klasyczne)

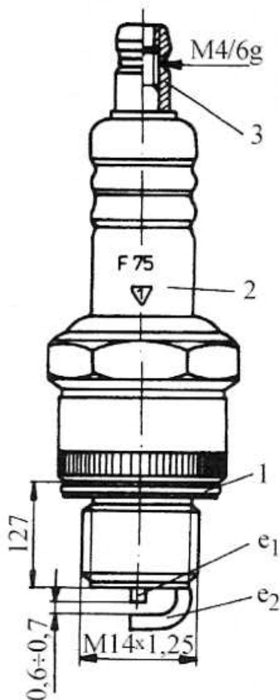
Przerywaczowy układ akumulatorowy (rys. 19.2) przez wiele lat dominował w tradycyjnych silnikach samochodowych. Charakteryzował się znaczną wartością napięcia zapłonu w czasie rozruchu (patrz rys. 19.14).

Zasilanie akumulatorowe gwarantowało stałą znaczną wartość prądu płynącego w uzwojeniu pierwotnym cewki w czasie rozruchu silnika. To dawało znacznie wyższe napięcie zapłonu. Wartość tego napięcia malała jednak wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej silnika, co wiązało się ze zmniejszeniem czasu przepływu prądu przez uzwojenie pierwotne cewki zapłonowej.

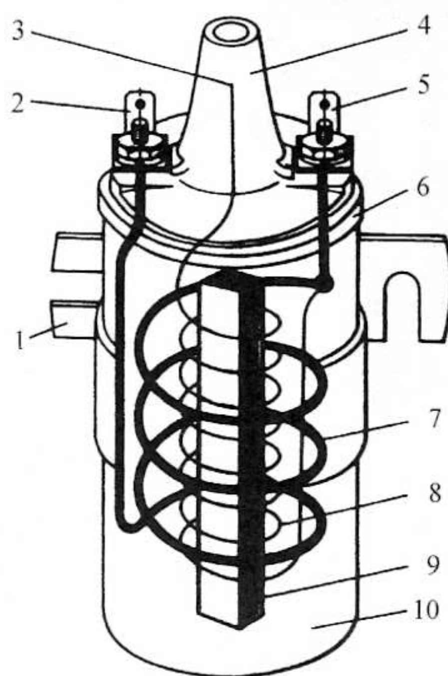


**Rys. 19.2.** Schemat akumulatorowego, przerywaczowego układu zapłonowego [52]

Omawiany układ zapłonowy, zwany obecnie klasycznym, zasłużył sobie na tę nazwę powszechnością stosowania przez wiele dziesięcioleci w silnikach samochodowych oraz wielu motocyklowych. Składał się z aparatu zapłonowego, cewki zapłonowej, przewodów wysokiego napięcia oraz świec zapłonowych (rys. 19.3). W kolejnych udoskonalonych wersjach był wyposażony w regulatory kąta wyprzedzenia zapłonu korygujące jego wartości w zależności od prędkości obrotowej i obciążenia silnika. Pamiętać bowiem należy, że silnik samochodowy pracuje w dużym zakresie prędkości obrotowych i obciążeń, a zatem wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej należy zwiększać wartości kąta wyprzedzenia zapłonu (przyspieszać rozwarcie styków).



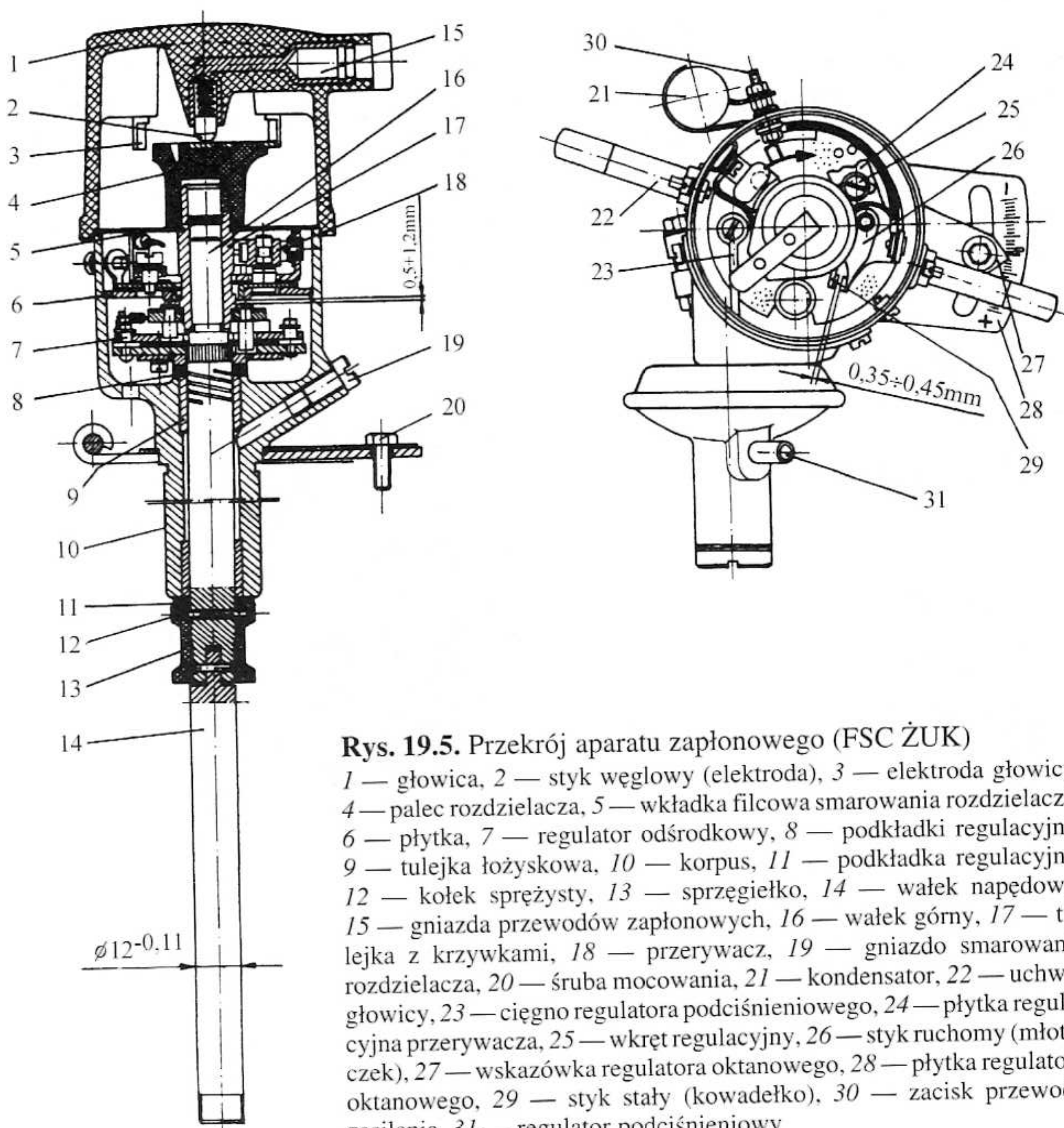

**Rys. 19.3.** Budowa świecy zapłonowej
*1* — uszczelka miedziana, *2* — świeca, *3* — nakrętka stykowa, $e_1$ — elektroda środkowa, $e_2$ — elektroda boczna




**Rys. 19.4.** Budowa cewki zapłonowej (FSC ŻUK)
*1* — obejma mocująca, *2, 5* — złącze zasilania i związania z przerywaczem, *3* — gniazdo przewodu wysokiego napięcia, *4* — głowica cewki, *6* — obudowa, *7* — uzwojenie pierwotne, *8* — uzwojenie wtórne, *9* — rdzeń cewki, *10* — olej transformatorowy

Wynika to z faktu, iż w tych warunkach wydłuża się droga kątowa wału korbowego w czasie od rozwarcia styków przerywacza do rozpoczęcia procesu spalania, a rozpoczęcie tego procesu powinno być ściśle zsynchronizowane z położeniem tłoka przed GMP. Zwiększenie obciążenia silnika prowadzi do skrócenia czasu od przeskoku iskry zapłonowej do chwili rozpoczęcia procesu spalania (skrócenie czasu rozpłomienienia), dzięki wyższej temperaturze w komorze spalania. Zatem zwiększeniu obciążenia silnika powinno towarzyszyć nieznaczne opóźnienie chwili rozwarcia styków przerywacza. Podstawowe zespoły klasycznego układu zapłonowego omówiono poniżej.

Działanie cewki zapłonowej (rys. 19.4) sprowadza się do zaindukowania w obwodzie wtórnym wysokiego napięcia w wyniku gwałtownego zaniku pola magnetycznego w rdzeniu, wywołanego przerwaniem obwodu prądu płynącego w uzwojeniu pierwotnym. Wartość wysokiego napięcia zależy między innymi od stosunku liczby zwojów w obu uzwojeniach. Wypełnienie olejem transformatorowym ułatwia odprowadzanie ciepła od uzwojeń cewki do otoczenia.




**Rys. 19.5.** Przekrój aparatu zapłonowego (FSC ŻUK)
*1* — głowica, *2* — styk węglowy (elektroda), *3* — elektroda głowicy, *4* — palec rozdzielacza, *5* — wkładka filcowa smarowania rozdzielacza, *6* — płytka, *7* — regulator odśrodkowy, *8* — podkładki regulacyjne, *9* — tulejka łożyskowa, *10* — korpus, *11* — podkładka regulacyjna, *12* — kołek sprężysty, *13* — sprzęgiełko, *14* — wałek napędowy, *15* — gniazda przewodów zapłonowych, *16* — wałek górny, *17* — tulejka z krzywkami, *18* — przerywacz, *19* — gniazdo smarowania rozdzielacza, *20* — śruba mocowania, *21* — kondensator, *22* — uchwyt głowicy, *23* — cięgno regulatora podciśnieniowego, *24* — płytka regulacyjna przerywacza, *25* — wkręt regulacyjny, *26* — styk ruchomy (młoteczek), *27* — wskazówka regulatora oktanowego, *28* — płytka regulatora oktanowego, *29* — styk stały (kowadełko), *30* — zacisk przewodu zasilania, *31* — regulator podciśnieniowy

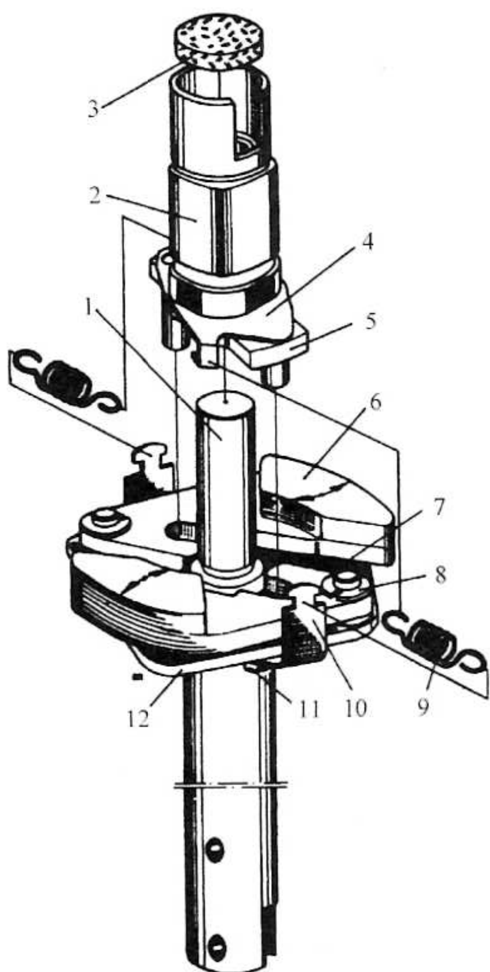
Aparat zapłonowy (rys. 19.5), zwany także rozdzielaczem zapłonu, składał się z przerywacza, kondensatora, rozdzielacza zapłonu oraz regulatorów odśrodkowego i podciśnieniowego. Regulator odśrodkowy zmieniał kąt wyprzedzenia zapłonu w zależności od prędkości obrotowej silnika, podciśnieniowy — w zależności od obciążenia.

Wałek aparatu zapłonowego *14* był napędzany zazwyczaj od wału rozrządu (w silnikach czterosuwowych). Służył do napędu tulei krzywkowej *17*, ale przez zespół regulatora odśrodkowego *7*, zmieniającego jej kątowe położenie w stosunku do wałka napędowego *14*. W celu zmiany kąta wyprzedzenia zapłonu zależnie od obciążenia silnika, płytka *6* z umieszczonym na niej przerywaczem *18* mogła także zmieniać swoje kątowe położenie przez obrót wokół osi wałka krzywkowego. Zmiana położenia wywoływana była działaniem regulatora podciśnieniowego *31*. W ten sposób chwila wyzwolenia przeskoku iskry zależała od chwili rozwierania styków rozwieracza, zmienianej przez regulator odśrodkowy powodujący obrót tulei krzywkowej w stosunku do wałka napędzającego, a także przez obrót płytki wraz z przerywaczem w stosunku do obudowy aparatu (w konsekwencji do aktualnego położenia tulei krzywkowej). Do górnej części głowicy w czasie rozwierania styków było doprowadzane wysokie napięcie z cewki zapłonowej, wirujący zaś wraz z osią palec rozdzielacza kierował przepływ prądu wysokiego napięcia do przyłącza związanego przewodami wysokiego napięcia do świecy zapłonowej cylindra, z zachowaniem kolejności pracy poszczególnych cylindrów.

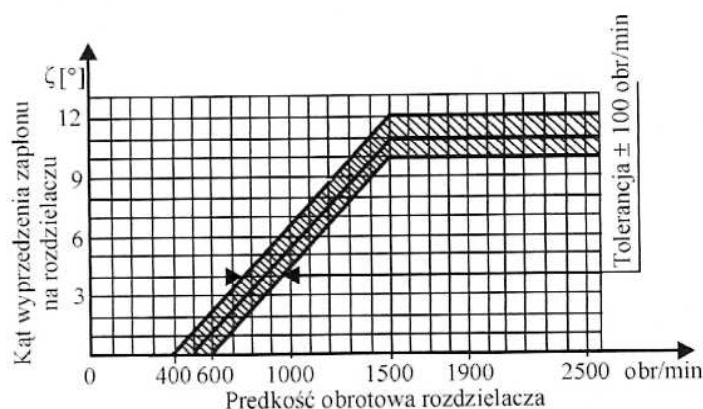
Omawiany aparat zapłonowy był ponadto wyposażony w mechanizm, umożliwiający wprowadzenie stałych korekt kąta wyprzedzenia zapłonu przez kontrolowany obrót obudowy aparatu zapłonowego w kierunku przyspieszenia lub opóźnienia chwili zapłonu. Był to tzw. regulator oktanowy *27*. Umożliwiał on uzyskanie większego kąta wyprzedzenia zapłonu w przypadku stosowania benzyny o większej liczbie oktanowej bądź mniejszego (opóźnienie zapłonu) — w przypadku stosowania benzyny o mniejszej liczbie oktanowej. Korekta wynikała z dążenia do uniknięcia spalania stukowego. Jest to pewna analogia do stosowanych obecnie czujników spalania stukowego, które w efekcie wprowadzają do elektronicznego sterownika sygnał wywołujący opóźnienie zapłonu.

Zespół regulatora odśrodkowego przedstawiono na rys. 19.6. Wzajemne kątowe przemieszczenie tulei krzywkowej *2* w stosunku do wałka rozdzielacza *1* wynikało z odśrodkowego ruchu wirującego ciężarków *6* współpracujących ze sprężynami *9* wraz ze zwiększeniem prędkości obrotowej wałka i ciężarków. Regulator odśrodkowy zazwyczaj był tak projektowany, by zapewnić liniową zmianę kąta wyprzedzenia zapłonu wraz ze zwiększeniem prędkości obrotowej do jej pewnej ustalonej wartości. Przykładową charakterystykę, z naniesionym polem tolerancji odchyłek, przedstawiono na rys. 19.7.

Regulator podciśnieniowy (rys. 19.8) zapewniał korektę kąta wyprzedzenia zapłonu zależnie od obciążenia silnika. Do tego zazwyczaj wykorzystywane było podciśnienie panujące za przepustnicą gaźnika. Jego wartość w tym miejscu układu dolotowego zwiększała się w miarę przymykania przepustnicy i malała wraz z jej uchylaniem (wartość ciśnienia bezwzględnego panującego za przepustnicą zwiększała się i zbliżała do atmosferycznego wraz ze zwiększaniem stopnia uchylenia




**Rys. 19.6.** Regulator odśrodkowy kąta wyprzedzenia zapłonu (FSC ŻUK)
*1* — wałek rozdzielacza, *2* — tulejka z krzywkami, *3* — wkładka filcowa, płytka z zaczepami sprężyn, *4* — pierścień osadczy, *5* — płytka z zabierakami sprężyn, *6* — ciężarek, *7* — płytka izolacyjna, *8* — pierścień osadczy, *9* — sprężyna, *10* — zaczep sprężyny, *11* — wkręt, *12* — płytka z ciężarkami




**Rys. 19.7.** Przykładowa charakterystyka regulatora odśrodkowego (FSC ŻUK)

przepustnicy, czyli ze zwiększaniem obciążenia silnika). Przy takim rozwiązaniu regulatora podciśnieniowego należało doprowadzić do zwiększenia kąta wyprzedzenia zapłonu wraz ze zwiększeniem wartości podciśnienia (co odpowiadało zmniejszeniu obciążenia silnika).

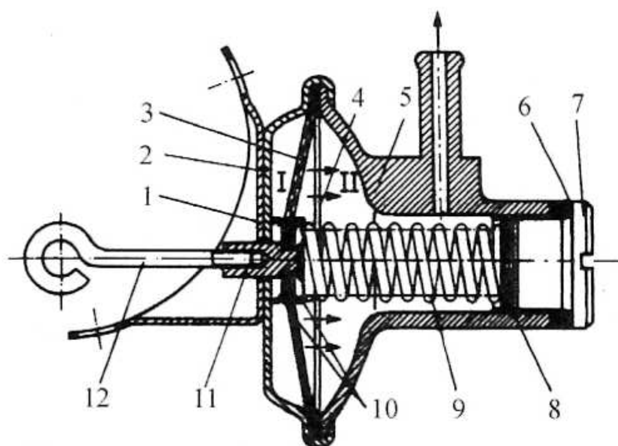
Charakterystyka regulatora podciśnieniowego (rys. 19.9) była również kształtowana jako liniowa.

Podstawowe funkcje klasycznego układu zapłonowego:
— wyzwolenie iskry;
— regulacja kąta wyprzedzenia zapłonu;
— rozdział energii na poszczególne świece

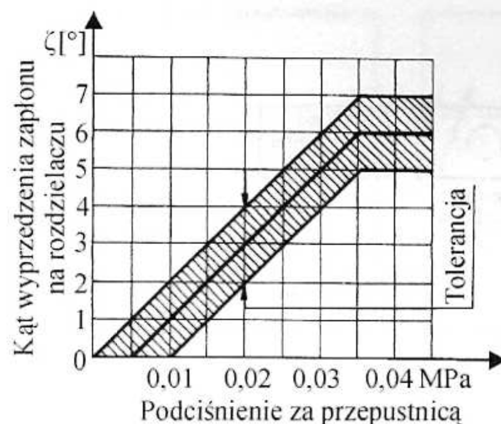
były realizowane przez zespoły mechaniczne.

Przerywaczowy, mechaniczny sposób wyzwalania iskry stwarzał wiele niedogodności. W miarę zużywania się współpracujących ze sobą krzywki i stopki przerywacza zmniejszała się przerwa między stykami, co prowadziło do zwiększenia kąta zwarcia styków, a także do opóźnienia zapłonu. Niezbędna stała się okresowa regulacja kąta zwarcia styków (czynność odpowiadająca regulacji przerwy między stykami przerywacza).

Zużywanie się krzywki doprowadziło z czasem do powstawania różnic między rzeczywistymi wartościami kąta wyprzedzenia zapłonu w poszczególnych cylindrach. Pewien wpływ na wartość tych różnic wywierał także powstający w czasie eksploatacji luz w łożyskach aparatu zapłonowego.




**Rys. 19.8.** Podciśnieniowy regulator kąta wyprzedzenia zapłonu (FSC ŻUK)
*1* — wspornik regulatora, *2* — pokrywa, *3* — membrana, *4* — uszczelka membrany, *5* — korpus, *6* — uszczelka korka, *7* — korek gwintowany, *8* — podkładki regulacyjne, *9* — sprężyna, *10* — miseczki stalowe, *11* — łącznik cięgna i membrany, *12* — cięgno regulatora




**Rys. 19.9.** Charakterystyka regulatora podciśnieniowego (FSC ŻUK)

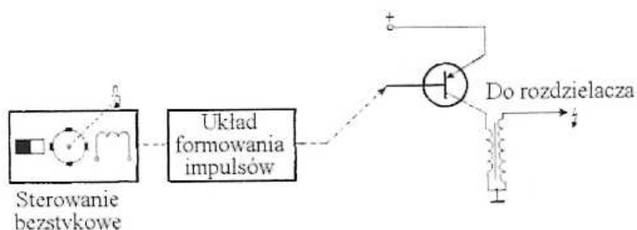
Ponadto liczba analizowanych parametrów pracy silnika ograniczała się zazwyczaj do dwóch: prędkości obrotowej i obciążenia. Mechaniczny sposób rozdziału energii był w zasadzie niezawodny. Z czasem zwiększał się jedynie odstęp między palcem rozdzielacza a przyłączem (w wyniku wypalania końcówek), co prowadziło do wzrostu napięcia przeskoku iskry w tym miejscu i w efekcie sprzyjało upływowi energii do masy silnika. Ten mechaniczny układ rozdziału energii był zresztą najdłużej stosowany, nawet w układach zelektronizowanych. Rosnące wymagania co do pewności zapłonu i powtarzalności działania zespołów spowodowały zastąpienie klasycznego układu zapłonowego przez rozwiązania zelektronizowane, bezprzerywaczowe (tzw. bezstykowe). Znaczny wpływ na konieczność wyeliminowania mechanicznych przerywaczowych układów wyzwalania iskry miało ciągłe zwiększanie prędkości obrotowej silnika potęgujące omówione wcześniej wady układu.

## 19.3. Współczesne elektroniczne układy zapłonowe

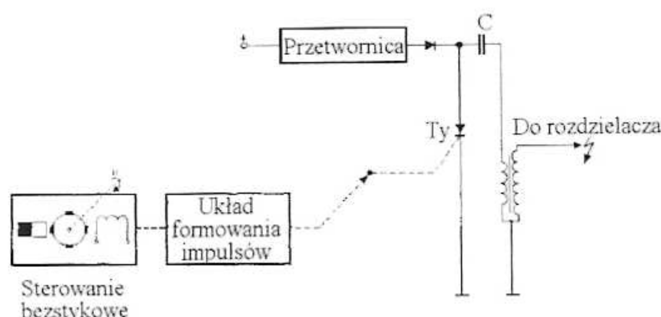
### 19.3.1. Bezprzerywaczowe układy rozdzielaczowe

Kolejna generacja układów zapłonowych to wszystkie te rozwiązania, w których wyzwolenie iskry było zelektronizowane. Jak wyżej wspomniano, mechaniczne sterowanie tą funkcją wprowadzało wiele zakłóceń w pracy silnika, zmianę charakterystyki zapłonu w czasie eksploatacji, a także było przyczyną okresowych niesprawności, wynikających z zawodności rozwiązań mechanicznych.

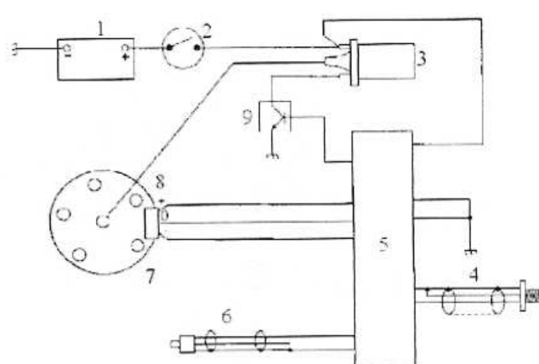
Jednym z pierwszych rozwiązań zelektronizowanych był układ tranzystorowy (rys. 19.10) stosowany w latach 70. ubiegłego wieku. Wyzwolenie iskry odbywało się w wyniku włączenia tranzystora, który był sterowany czujnikiem magnetoelektrycznym po wzmocnieniu i uformowaniu impulsu w układzie formowania. Prąd z uzwoje-




**Rys. 19.10.** Schemat tranzystorowego bezstykowego układu zapłonowego [70]




**Rys. 19.11.** Schemat kondensatorowego bezstykowego układu zapłonowego [70]




**Rys. 19.12.** Schemat elektronicznego układu zapłonowego z elektronicznym sterownikiem wyzwalania iskry i regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu [70]

*1* — akumulator, *2* — włącznik zapłonu, *3* — cewka zapłonowa, *4* — czujnik spalania stukowego, *5* — sterownik, *6* — czujnik położenia wału korbowego, *7* — rozdzielacz zapłonu, *8* — czujnik Halla, *9* — moduł zapłonowy

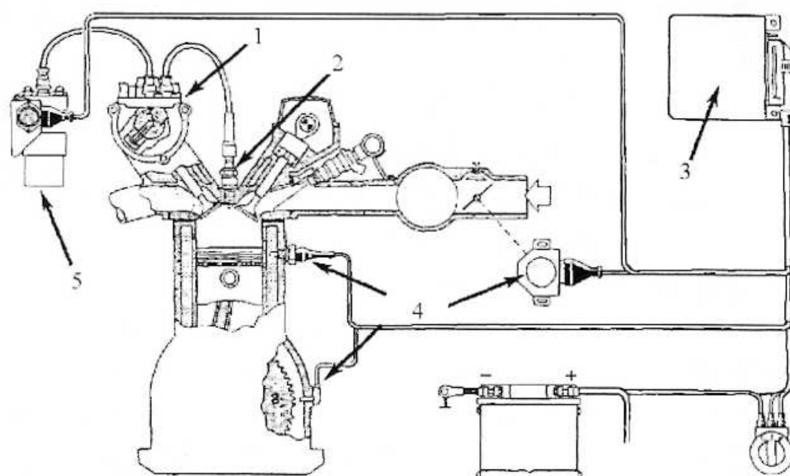
nia wtórnego cewki zapłonowej był rozdzielany do poszczególnych świec zapłonowych za pomocą układu mechanicznego (rozdzielacza wysokiego napięcia).

Główne zalety tego układu to wyeliminowanie przerywacza stykowego, a ponadto możliwość podwyższenia wartości prądu w uzwojeniu pierwotnym cewki do ok. 10 A, a więc uzyskania większych energii iskry w dużym zakresie prędkości obrotowych silnika. Zaletą tego rozwiązania była także mniejsza zwłoka narastania napięcia przebicia w zakresie dużych prędkości obrotowych.

W pierwszym okresie elektronizacji układu zapłonowego były stosowane takie rozwiązania, w których energia była gromadzona w pojemności, tzw. kondensatorze (rys. 19.11). Były one także już pozbawione mechanicznego przerywacza na rzecz czujnika magnetoelektrycznego współpracującego z modułem formowania impulsów. W układ był wbudowany tyrystor i kondensator, gromadzący ładunek. Indukowane wysokie napięcie w cewce zapłonowej było rozdzielane do świec poszczególnych cylindrów nadal w sposób mechaniczny.

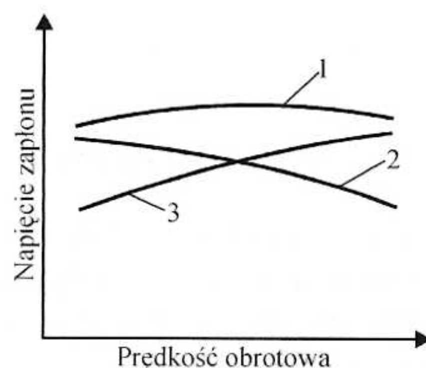
Omówione układy transformatorowy i kondensatorowy były wyposażone w większości rozwiązań w mechaniczne regulatory kąta wyprzedzenia zapłonu, ale już w kolejnej wersji elektronicznego układu zapłonowego kąt wyprzedzenia zapłonu był regulowany elektronicznie. Elektroniczny sterownik jest w stanie przeanalizować znacznie większą liczbę parametrów pracy silnika i z dużą precyzją i szybkością wyregulować sygnał dotyczący kąta wyprzedzenia zapłonu oraz czasu przepływu prądu przez uzwojenie pierwotne cewki (lub cewek) zapłonowej. Sterownik coraz częściej uwzględniał sygnały dotyczące temperatury pracy silnika, a ostatnio także sygnały z czujnika spalania stukowego. Schemat takiego układu przedstawiono na rys. 19.12.

Energia do poszczególnych świec zapłonowych była jeszcze rozdzielana w sposób mechaniczny. W rozwiązaniu tego typu coraz częściej stosowano czujnik prędko-




**Rys. 19.13.** Przykład elektronicznego układu zapłonowego ze sterownikiem wyzwalania iskry oraz kąta wyprzedzenia zapłonu [70]

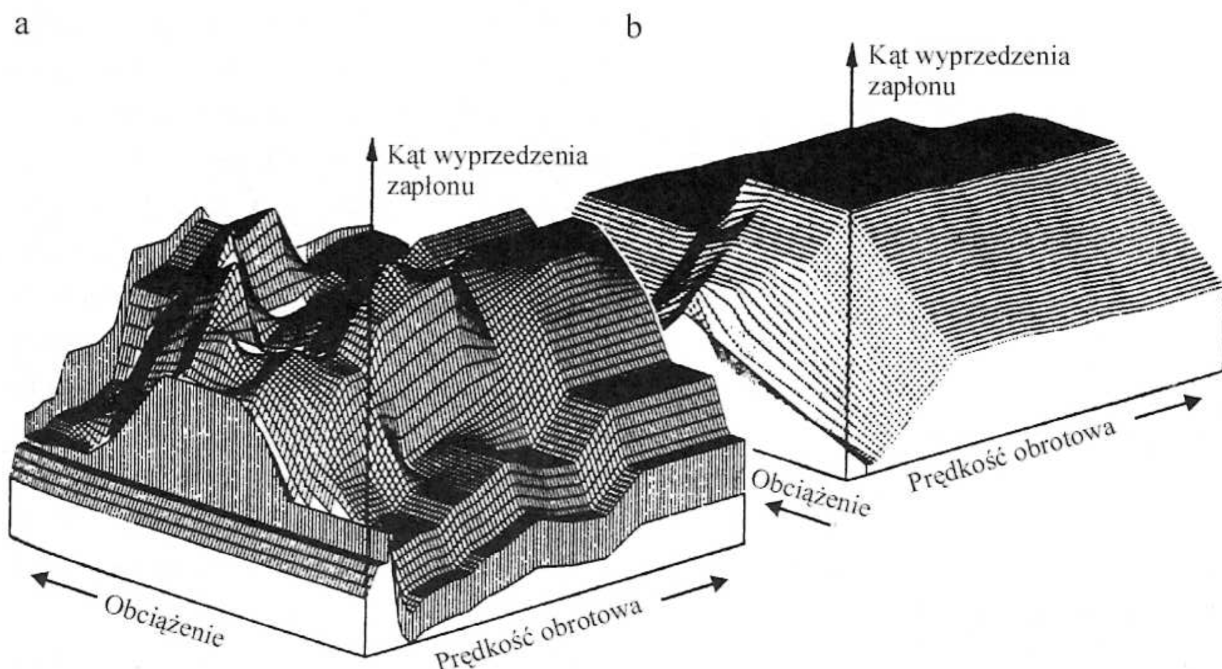
*1* — mechaniczny rozdzielacz zapłonu, *2* — świeca zapłonowa, *3* — sterownik, *4* — czujniki, *5* — cewka zapłonowa z końcówką mocy




**Rys. 19.14.** Porównanie napięcia zapłonu w zależności od prędkości obrotowej trzech różnych układów zapłonowych [52]

*1* — zapłon elektronowy, *2* — zapłon akumulatorowy, *3* — zapłon iskrownikowy

ści obrotowej i położenia wału korbowego, współpracujący bezpośrednio z tarczą wielorowkową osadzoną na wale korbowym silnika. W ten sposób eliminowano niedokładności wynikające z mechanicznego napędu przerywacza, a wcześniej napędu wału rozrządu, od którego napędzany był przerywacz. Przykład rozwiązania według takich koncepcji przedstawiono na rys. 19.13.




**Rys. 19.15.** Porównanie kątów wyprzedzenia zapłonu regulowanych przez sterownik elektroniczny (*a*) i układ mechaniczny (*b*) [19]

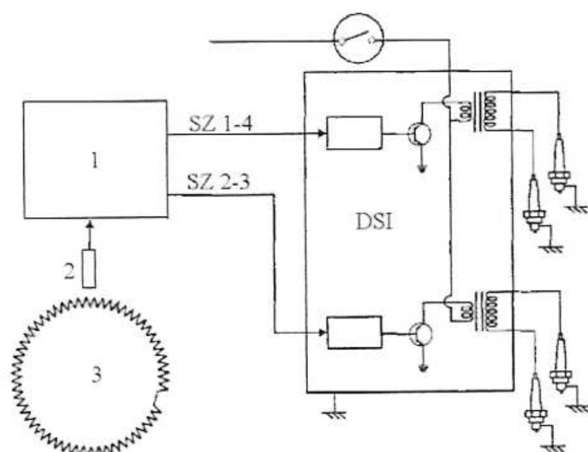
Należy tu zauważyć, iż sterownik obsługuje także wtryskowy układ zasilania. Oba te układy, zapłonowy i wtryskowy, do zapewnienia poprawnej regulacji sterowanych parametrów, analizują w zasadzie te same parametry pracy silnika (np. prędkość obrotową, obciążenie, temperaturę). Logiczne jest więc zintegrowanie funkcji analizy parametrów pracy silnika, a potem rozdzielanie w sterowniku funkcji wykonawczych na te, które są niezbędne do poprawnej pracy układu zapłonowego, i te, które sterują układ wtryskowy.

Omawiane elektroniczne układy zapłonowe wyposażone jeszcze w mechaniczny rozdzielacz zapłonu miały wiele zalet, m.in. zapewniały dużą wartość napięcia zapłonu w całym zakresie prędkości obrotowej silnika (rys. 19.14).

Elektroniczny sterownik kąta wyprzedzenia zapłonu, który mógł analizować znaczną liczbę parametrów pracy silnika, mógł także sterować w sposób zoptymalizowany kąt wyprzedzenia zapłonu według korzystniej skonfigurowanych charakterystyk (map) — rys. 19.15.

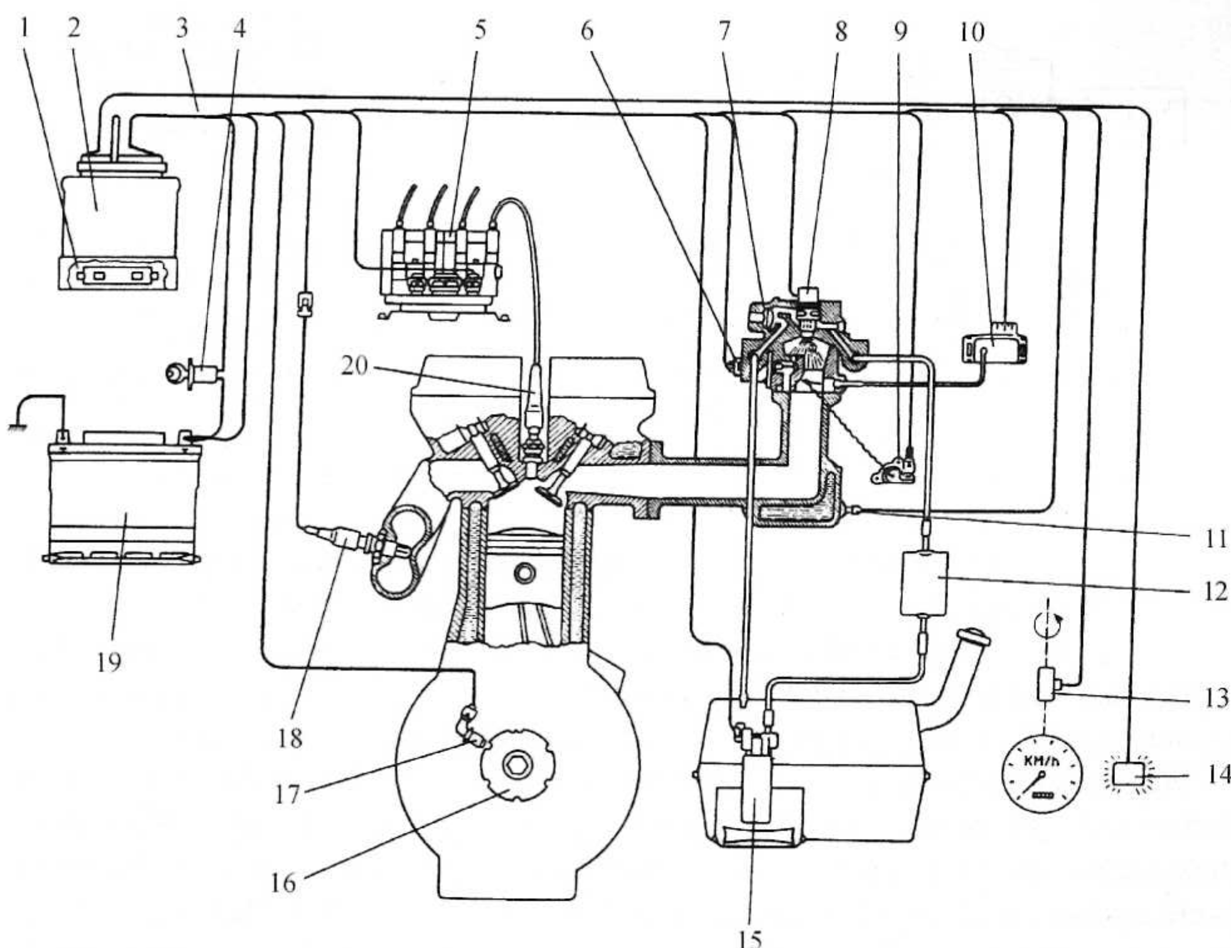
### 19.3.2. Bezprzerywaczowe układy bezrozdzielaczowe

Gwałtowny rozwój szybkich technik mikroprocesorowych pozwolił także na wyeliminowanie ostatniego mechanicznego zespołu stosowanego we wszystkich omawianych dotychczas układach zapłonowych. Dotychczasową rolę mechanicznego rozdzielacza energii do świec zapłonowych przejął także elektroniczny sterownik mikroprocesorowy. Pozwoliło to na wyeliminowanie nie tylko samego mechanicznego rozdzielacza, ale także jego napędu. Zwiększyła się niezawodność pracy układu, zmniejszyła liczba i często długość przewodów wysokiego napięcia, poprawiła się także powtarzalność i pewność zapłonu w kolejnych cyklach pracy silnika. Trzeba pamiętać, że przewody wysokiego napięcia, elementy rozdzielacza obciążone także wysokimi napięciami były przyczyną wielu niesprawności.




**Rys. 19.16.** Schemat elektronicznego bezrozdzielaczowego układu zapłonowego (silnik 4-cylindrowy z 2 cewkami wysokiego napięcia) [70]
*1* — sterownik, *2* — czujnik położenia wału, *3* — tarcza pomiarowa

W spotykanych rozwiązaniach o parzystej liczbie cylindrów (obecnie najczęściej czterech) zastosowano dwie cewki zapłonowe (rys. 19.16). Każda z nich obsługuje te cylindry, w których suw pracy przesunięty jest o 360°OWK. W tym przypadku poszczególne cylindry pracują wg kolejności 1-3-4-2. Energia jest dostarczana do świecy cylindra, w którym tłok znajduje się przed GMP w czasie suwu sprężania oraz do tego, w którym kończy się suw wylotu. Rozdział energii do poszczególnych cewek jest realizowany w sterowniku, który analizuje sygnał położenia wału korbowego silnika. Sterownik analizuje ponadto wiele innych parametrów (stan cieplny, obciążenie, prędkość obrotową silnika, sygnały z czujnika spalania stukowego itp.).

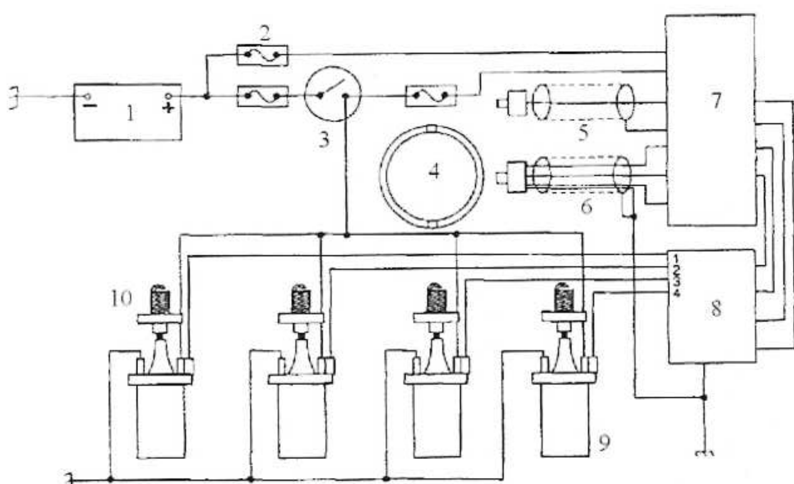



**Rys. 19.17.** Zintegrowany układ sterowania bezrozdzielaczowym układem zapłonowym i układem wtrysku paliwa (MULTEC) [39]

*1* — wymienna pamięć, *2* — sterownik, *3* — wiązka przewodów, *4* — wyłącznik zapłonu, *5* — bezrozdzielaczowy układ zapłonowy, *6* — silnik krokowy sterujący zaworem powietrza biegu jałowego, *7* — regulator ciśnienia paliw, *8* — wtryskiwacz, *9* — czujnik położenia przepustnicy, *10* — czujnik ciśnienia absolutnego w przewodzie dolotowym, *11* — czujnik temperatury cieczy chłodzącej w przewodzie dolotowym, *12* — filtr paliwa, *13* — czujnik prędkości samochodu, *14* — lampka kontrolna silnika, *15* — pompa paliwa, *16* — koło pasowe z nacięciami, *17* — czujnik położenia tłoka, *18* — sonda $\lambda$ (czujnik tlenu w spalinach), *19* — akumulator, *20* — świeca zapłonowa

Omawiane rozwiązanie jest obecnie jednym z najbardziej rozpowszechnionych (rys. 19.17). Jak już wspomniano, sterownik analizuje sygnały dotyczące stanu pracy silnika i wykorzystuje do obsługi dwóch układów: zapłonowego i wtryskowego. Do obsługi układu zapłonowego sterownik *2* analizuje sygnały czujników: położenia wału korbowego *17*, położenia przepustnicy *9*, ciśnienia w przewodzie dolotowym *10*, temperatury cieczy chłodzącej *11* i steruje wyzwalanie impulsów do układu cewek *5*, a zatem chwilę przeskoku iskry w świecach zapłonowych *20*.

Ostatnio pojawiają się rozwiązania, w których wprowadzono indywidualne cewki zapłonowe zintegrowane ze świecami, w celu wyeliminowania przewodów wysokiego napięcia. Układy te w sposób elektroniczny spełniają funkcje wyzwalania iskry, rozdzielania energii oraz regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu. W przypadku stosowanego coraz częściej bezpośredniego wtrysku benzyny muszą również synchronizować początek i koniec wtrysku benzyny i chwilę zapłonu. Jest to szczególnie istotne przy częściowych obciążeniach silnika, w tym bowiem zakresie pracy wtrysk benzyny następuje w czasie suwu sprężania, aby zachować uwarstwienie mieszanki palnej. Syn-

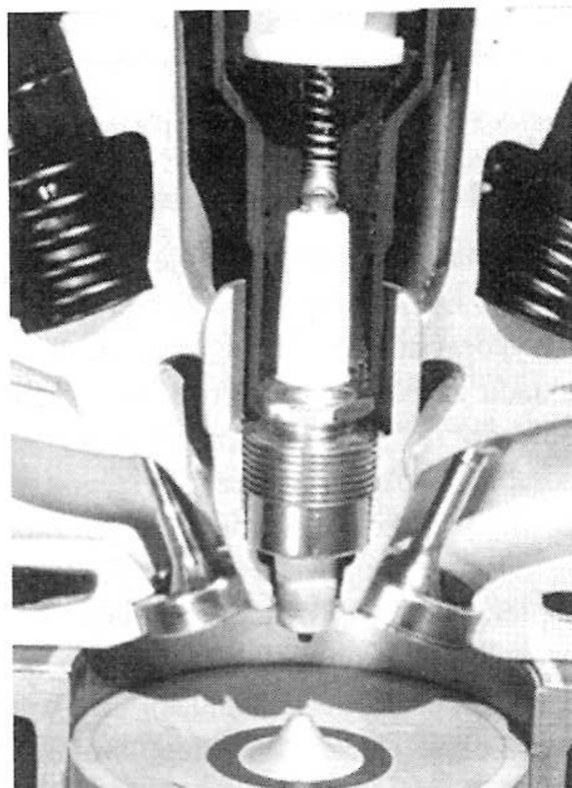



**Rys. 19.18.** Schemat elektronicznego układu zapłonu z indywidualnymi cewkami zintegrowanymi ze świecami zapłonowymi
*1* — akumulator, *2* — bezpiecznik, *3* — włącznik zapłonu, *4* — tarcza pomiarowa, *5* — czujnik spalania stukowego, *6* — czujnik położenia wału korbowego, *7* — sterownik, *8* — moduł zapłonu, *9* — cewka zapłonowa, *10* — świeca zapłonowa

chronizacja czasu trwania wtrysku oraz chwili jego zakończenia z chwilą przeskoku iskry jest tu istotna ze względu na szybkie zmiany składu mieszanki w okolicach świecy. Chodzi o zapewnienie przeskoku iskry w czasie przejścia „chmury'' mieszanki charakteryzującej się dobrą podatnością na zapłon (o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda=0{,}8$). Schemat takiego rozwiązania pokazano na rys. 19.18.

W układzie tym napięcie jest rozdzielane na poszczególne cewki jeszcze w obwodzie niskiego napięcia. Dzięki temu zostały wyeliminowane niesprawności charakterystyczne dla przewodów zapłonowych wysokiego napięcia oraz źródło emisji ewentualnych zakłóceń pracy innych zespołów elektronicznych. Układ taki może być stosowany także w silnikach o nieparzystej liczbie cylindrów. Pozwala na to zwiększenie odstępów między elektrodami świecy zapłonowej, co prowadzi do wzrostu napięcia na elektrodach świecy i poprawia warunki zapłonu.

Pojawiają się także rozwiązania niekonwencjonalne, np. zaproponowane przez firmę SAAB, w których elektrodą masową jest specjalnie ukształtowany występ na denku tłoka. Iskra przeskakuje centralnie, przy zmiennym odstępie między elektrodami dochodzącym do 3 mm. Prowadzi to do wyeliminowania pojawiającego się niekiedy niekontrolowanego efektu wygaszania płomienia na zimnej elektrodzie bocznej w tradycyjnej świecy zapłonowej. Widok takiego rozwiązania z indywidualnymi cewkami zapłonowymi zaprezentowanego przez firmę SAAB przedstawiono na rys. 19.19.



**Rys. 19.19.** Widok ruchomej masowej elektrody zabudowanej w tłoku [33]

Stosowane obecnie rozwiązania układów zapłonowych opierają się wyłącznie na elektronicznych technikach rejestracji parametrów pracy silnika, poddanych później przetwarzaniu w elektronicznych sterownikach. Te z kolei współpracują w najnowszych rozwiązaniach jeszcze w obwodzie niskiego napięcia z cewką i świecą zapłonową.

20 ROZDZIAŁ

# Urządzenia rozruchowe

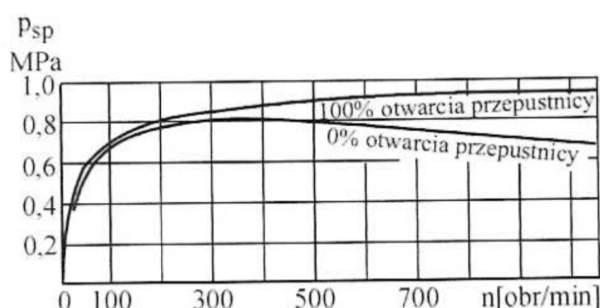
Rozruch samochodowego silnika spalinowego wymaga wstępnego napędu wału korbowego silnika z obcego źródła napędu. Minimalne prędkości obrotowe do uzyskania pewnego rozruchu zależą od typu silnika (patrz tablica).

W silnikach ZI istotne jest dobre odparowanie paliwa i zapewnienie wokół świecy składu mieszanki par paliwa i powietrza mieszczącego się w granicach dobrej zapalności ($\lambda = 0,8 \div 1$). Prędkość obrotowa wału korbowego silnika w istotny sposób wpływa na ciśnienie sprężania, przy małych bowiem prędkościach ruchu tłoka występują znaczne przedmuchy sprężanego ładunku do skrzyni korbowej, ze względu na małą skuteczność uszczelnienia pierścieniowego w tych warunkach. Niskie ciśnienie sprężania sprawia, że niższa jest temperatura ładunku, a zatem proces odparowania paliwa jest utrudniony. Pewien wpływ na wartość ciśnienia sprężania ma także stopień uchylenia przepustnicy, choć w zakresie prędkości obrotowych charakterystycznych dla rozruchu — raczej minimalny. Zależność zmiany ciśnienia od prędkości obrotowej wału korbowego silnika przedstawiono na rys. 20.1.

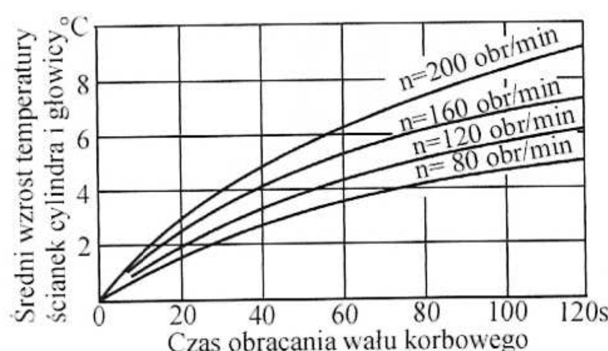
Rozruch silnika ZS jest bardziej skomplikowany, gdyż temperatura sprężonego ładunku musi przekroczyć temperaturę samozapłonu paliwa. Dlatego też silniki te charakteryzują się wyższymi stopniami sprężania, a do ich pewnego rozruchu należy zapewnić w tym czasie znacznie większą prędkość obrotową wału korbowego. Duże znaczenie ma także temperatura otoczenia oraz stan cieplny uruchomionego silnika. Zimne ścianki cylindra odprowadzają znaczną część ciepła wygenerowanego w cza-

Minimalne rozruchowe prędkości obrotowe

| Rodzaj silnika | | Minimalna prędkość obrotowa $n_{rozr}$ [obr/min] |
|---|---|---|
| ZI | | $70 \div 90$ |
| ZS | wtrysk bezpośredni | $80 \div 120$ |
| | komory wirowe | $150 \div 180$ |
| | komory dzielone | $180 \div 200$ |




**Rys. 20.1.** Ciśnienie sprężania $p_{sp}$ w zależności od prędkości obrotowej $n$ silnika [69]



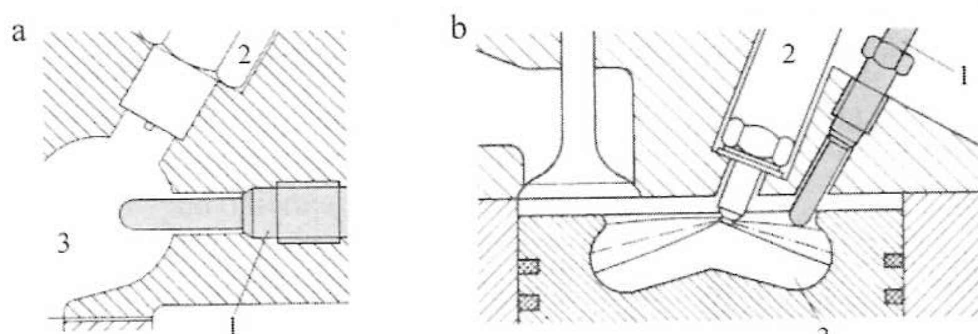

**Rys. 20.2.** Średni wzrost temperatury ścianek cylindra i głowicy w zależności od czasu rozruchu [69]

sie sprężania. Pewien znikomy wpływ na wzrost temperatury ścianek ma czas rozruchu (rys. 20.2).

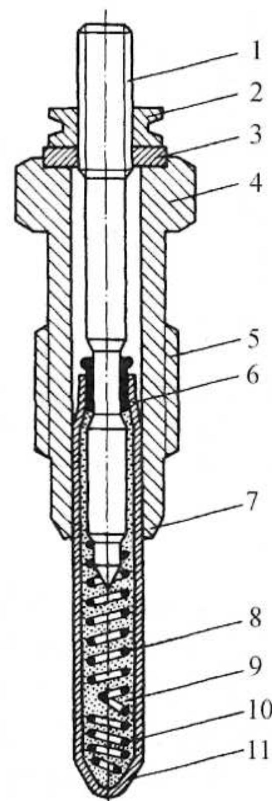
Straty ciśnienia w czasie rozruchu zależą w dużym stopniu od sumarycznej powierzchni ścianki cylindra i komory spalania, dlatego też silniki o komorach dzielonych w czasie rozruchu wymagają największych prędkości obrotowych. Urządzenia rozruchowe muszą zatem utrzymać minimalną prędkość obrotową silnika często przez pewien czas, w silnikach ZI niezbędny do wzrostu temperatury ścianek cylindra i stworzenia warunków do odparowania paliwa, a w silnikach ZS — do uzyskania temperatury czynnika sprężanego wyższej od temperatury samozapłonu paliwa.

Do ułatwienia rozruchu silników ZS w niskich temperaturach wykorzystuje się trzy rodzaje dodatkowych urządzeń.

**Świece żarowe**, podwyższające temperaturę powietrza w komorze spalania, stosuje się powszechnie w silnikach ZS o mniejszych pojemnościach skokowych, zarówno o wtrysku bezpośrednim, jak i pośrednim, wykorzystywanych do napędu samochodów osobowych i dostawczych. Są one wkręcone w głowicę w taki sposób, że ich koniec (tzw. osłona żarowa) wnika w komorę spalania (rys. 20.3). Liczba świec żarowych w silniku odpowiada liczbie cylindrów. Obwód świec żarowych, zasilany z akumulatora pojazdu, jest sterowany współpracującym ze sterownikiem silnika elektronicznym zespołem sterowania świec, który w zależności od temperatury silnika i temperatury otoczenia wyznacza czas wstępnego podgrzewania silnika przed rozruchem oraz czas dodatkowego podgrzewania powietrza w komorach spalania po




**Rys. 20.3.** Umieszczenie świecy żarowej w komorze spalania silnika [52]
*a* — o wtrysku pośrednim, *b* — o wtrysku bezpośrednim
*1* — świeca żarowa, *2* — rozpylacz, *3* — komora spalania



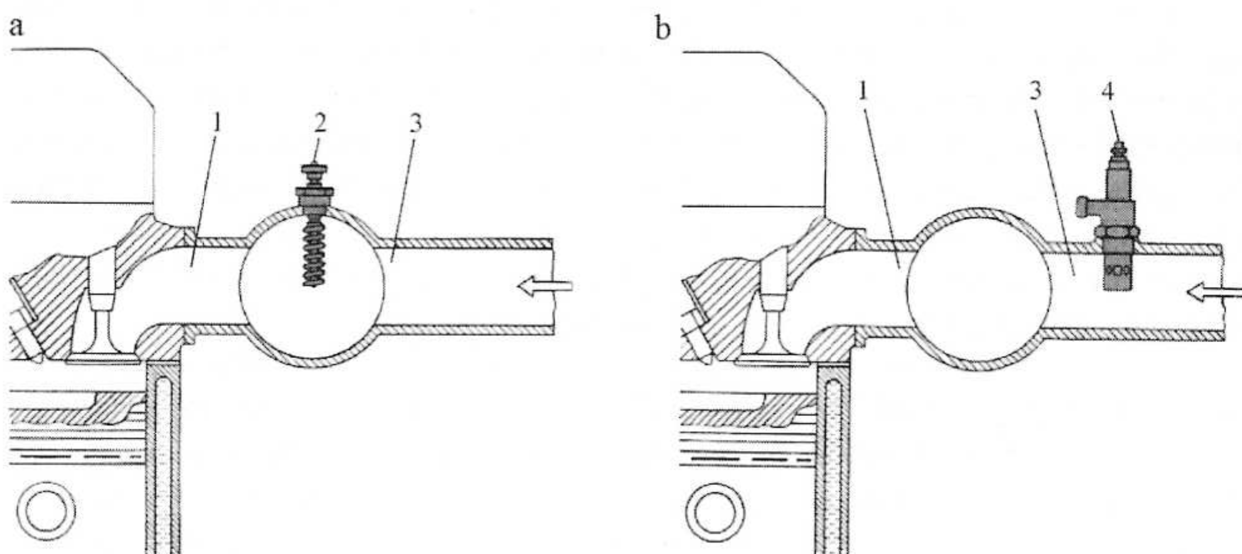

**Rys. 20.4.** Budowa świecy żarowej
*1* — trzpień, *2* — nakrętka, *3* — podkładka izolacyjna, *4* — obudowa, *5* — gwint mocujący świecę w głowicy, *6* — uszczelnienie, *7* — gniazdo osadcze, *8* — uzwojenie regulacyjne, *9* — proszek izolacyjny, *10* — spirala, *11* — osłona żarowa

rozruchu silnika (podczas rozgrzewania w celu jego szybszego nagrzania do temperatury normalnej pracy), a także liczbę świec żarowych podgrzewających silnik po jego uruchomieniu (każda świeca żarowa jest sterowana niezależnie). W obwodzie elektrycznym świec żarowych występuje lampka kontrolna, której zgaśnięcie zezwala kierowcy na uruchomienie silnika. Przekrój typowej świecy żarowej przedstawiono na rysunku 20.4.

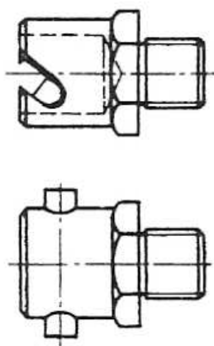
W dużych silnikach ZS pojazdów użytkowych nie stosuje się świec żarowych w komorze spalania, lecz inne rozwiązania, np. wkręcone w kolektor dolotowy **nagrzewnice elektryczne** (rys. 20.5*a*) zasilane z akumulatora pojazdu lub **podgrzewacze płomieniowe** (rys. 20.5*b*), spalające olej napędowy. W silnikach ZS o wtrysku bezpośrednim nagrzewnice elektryczne mogą być stosowane dodatkowo, oprócz świec żarowych, do ułatwiania rozruchu zimnego silnika.

Podczas rozruchu jest dostarczana także większa dawka oleju napędowego, tzw. dawka rozruchowa. W silnikach ZI rozruch jest wspomagany przez uruchamiany w tym czasie układ wzbogacania mieszanki palnej dostarczanej do cylindra, wbudowany w układzie zasilania (patrz rozdz. 14).

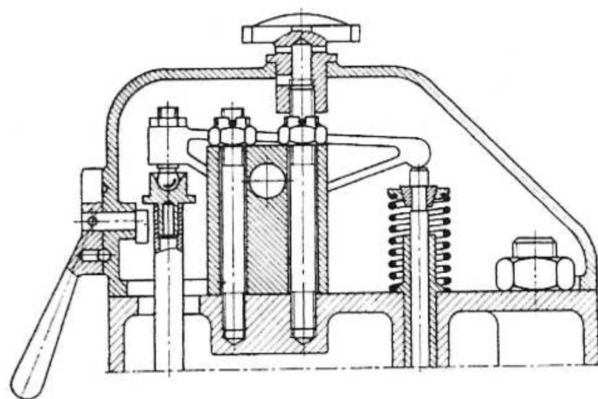
W czasach pionierskich silniki pojazdów samochodowych były uruchamiane ręcznie. O ile było to stosunkowo łatwe w przypadku małych silników samochodów osobowych, charakteryzujących się małym stopniem i pracą sprężania oraz niewielką




**Rys. 20.5.** Urządzenia ułatwiające rozruch silników ZS
*a* — nagrzewnica elektryczna, *b* — podgrzewacz płomieniowy
*1* — przewód dolotowy, *2* — nagrzewnica, *3* — kolektor dolotowy, *4* — podgrzewacz



**Rys. 20.6.** Zazębiacz służący do połączenia ręcznej korby z wałem korbowym w czasie rozruchu [69]



**Rys. 20.7.** Rozwiązanie odprężnika — urządzenia zawieszającego zawór wylotowy na czas rozpędzania wału korbowego silnika [69]

bezwładnością układu tłokowo-korbowego, o tyle silniki ZS wymagały zazwyczaj specjalnych rozwiązań. Najprostszym sposobem rozruchu silnika ZI była ręczna korba, łączona z wałem korbowym prostym zazębiaczem, który po uruchomieniu silnika samoczynnie wyzębiał zaczep korby (rys. 20.6).

W takie proste urządzenie były wyposażone wszystkie silniki samochodowe. W mniejszych jednostkach służyło ono niejednokrotnie do awaryjnego rozruchu w przypadku niesprawności już powszechnie stosowanego rozrusznika elektrycznego. Stosowanie tego urządzenia było także uzasadnione potrzebą obracania wałem korbowym silnika w czasie wykonywania czynności regulacyjnych (np. podczas regulacji luzów zaworów czy też odstępu między stykami przerywacza). Niektóre małe silniki ZS również mogły być uruchamiane w ten prosty sposób, ale wymagały wprowadzenia tzw. odprężnika, tj. urządzenia zawieszającego zawór wylotowy na czas przyspieszania wału korbowego silnika (w celu zmniejszenia oporów sprężania). Zwolnienie odprężnika pozwalało na rozruch z wykorzystaniem energii zgromadzonej w kole zamachowym i wirujących elementach układu korbowego. Chodziło tu o pokonanie dużych oporów od sił gazowych w czasie suwu sprężania (rys. 20.7).

W niektórych większych silnikach ZS, a także ZI, stosowano rozruszniki ręczne bezwładnościowe (rys. 20.8). Najpierw należało nadać kołu zamachowemu znaczną prędkość obrotową. Do tego celu wykorzystywano ręczną korbę sprzęgniętą z kołem zamachowym za pośrednictwem przekładni zwiększającej prędkość obrotową. Korba była połączona z przekładnią sprzęgłem jednokierunkowym. Rozruch następował przez załączenie małego koła zębatego rozrusznika z wieńcem zębatym na kole zamachowym silnika w kolejnej fazie przesuwania dźwigni sterującej załączenie sprzęgła ciernego i przyspieszenie wału korbowego silnika.

Tyle historii. Obecnie silniki pojazdów samochodowych są uruchamiane jedynie za pomocą elektrycznych rozruszników. Nie ma także potrzeby stosowania zazębiaczy i ręcznych korb do celów regulacyjnych. Większość układów silnika (rozrząd, zapłon) nie wymaga już okresowych regulacji. Rozruch elektryczny został wprowadzony także do małych silników motocykli i motorowerów, w których jeszcze w latach osiemdziesiątych XX w. dominowała nożna dźwignia uruchamiająca.

Rozruch elektryczny jest realizowany za pomocą rozrusznika, czyli szeregowego silnika prądu stałego, zasilanego z akumulatora umieszczonego w pojeździe. Jest

**Rys. 20.8.** Bezwładnościowy rozrusznik ręczny [71]

wyposażony w urządzenie sprzęgające z wałem korbowym silnika, działające na zasadzie siłownika elektromagnetycznego sprzężonego mechanicznie z zespołem zazębiającym. Schemat elektryczny takiego rozwiązania przedstawiono na rys. 20.9.

W skład uzwojeń wchodzi uzwojenie wirnika rozrusznika oraz dwa uzwojenia wzbudzenia (szeregowe i bocznikowe), a ponadto w części sterującej zespołem zazębiającym — uzwojenie cewki elektromagnesu.

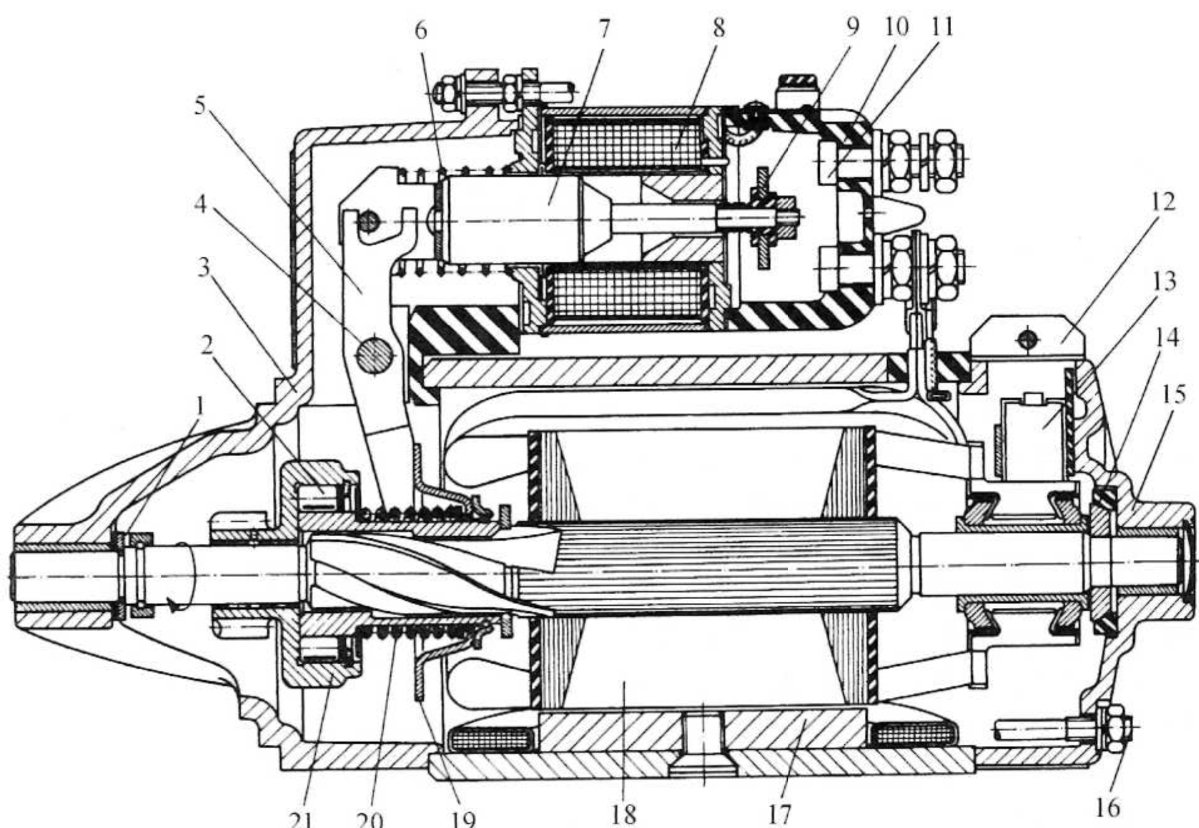
Rozrusznik elektryczny jest odbiornikiem elektrycznym charakteryzującym się największym zapotrzebowaniem mocy. Pobór mocy jest wprawdzie krótkotrwały, ale wymaga doprowadzenia przewodów prądu o bardzo dużych polach przekroju. Wynika to z faktu, że najczęściej stosowanymi instalacjami w samochodach osobowych są instalacje 12 V. Prowadzi to do bardzo dużych wartości natężenia prądu zasilającego rozrusznik. W samochodach ciężarowych powszechnie są stosowane instalacje 24 V. Czasem do zasilania rozrusznika korzysta się z szeregowego połączenia akumulatorów w celu zasilania rozrusznika prądem o napięciu 48 V, co prowadzi do zmniejszenia natężenia prądu doprowadzanego do rozrusznika. Niezbędna moc rozrusznika wynika z objętości skokowej silnika i stopnia sprężania. Określone doświadczalnie wskaźniki odnoszą się właśnie do objętości skokowej i wynoszą:

— w przypadku silników ZI $N_r = 0{,}3 \div 0{,}4$ [kW/dm$^3$] $\cdot V_{ss}$ [dm$^3$],
— w przypadku silników ZS $N_r = 0{,}9 \div 1{,}1$ [kW/dm$^3$] $\cdot V_{ss}$ [dm$^3$].

Prędkość obrotowa rozrusznika odpowiadająca jego mocy maksymalnej jest wielokrotnie większa niż prędkość obrotowa silnika niezbędna do jego rozruchu, dlatego też między wałem rozrusznika a wałem korbowym silnika musi być wprowadzona przekładnia zmieniająca prędkość do kilkunastu razy. Z tego powodu małe koło napędzające znajdujące się na wale rozrusznika jest zazębiane z wieńcem zębatym (dużym kołem przekładni), osadzonym na zespole silnika o możliwie



**Rys. 20.9.** Schemat elektryczny rozrusznika (FSC ŻUK)
*1* — włącznik elektromagnetyczny, *2* — akumulator, *3* — wyłącznik zapłonu, *4* — uzwojenie wirnika rozrusznika, *5* — uzwojenie wzbudzenia szeregowe, *6* — uzwojenie wzbudzenia bocznikowe, *7* — uzwojenie włącznika elektromagnetycznego



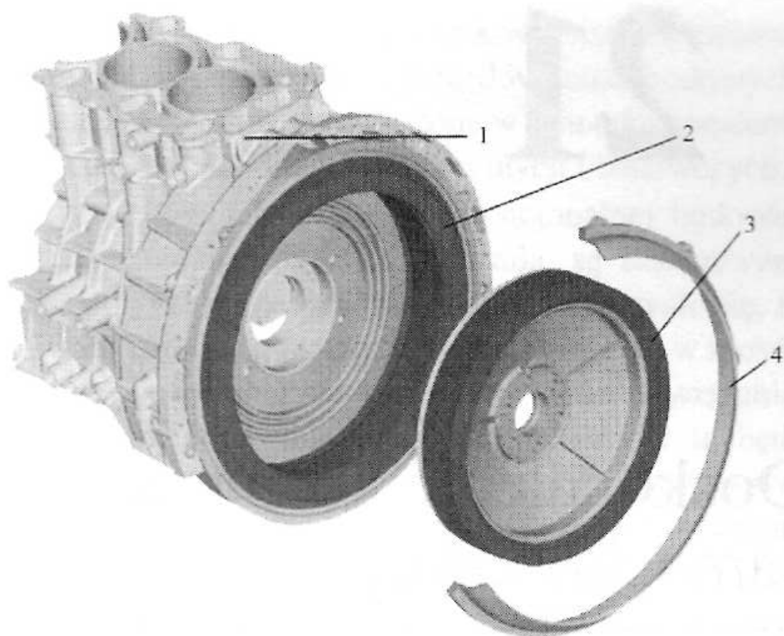

**Rys. 20.10.** Przekrój rozrusznika (FSC ŻUK)

*1* — pierścień oporowy, *2* — wałeczek sprzęgła jednokierunkowego (tzw. wolne koło), *3* — głowica, *4* — sworzeń, *5* — dźwignia sprzęgająca, *6* — sprężyna powrotna, *7* — rdzeń, *8* — cewka, *9* — styk ruchomy, *10* — obsada styków stałych, *11* — śruby styku, *12* — opaska komutatora, *13* — trzymadło ze szczotką, *14* — pierścień hamulcowy, *15* — tarcza strony komutatora, *16* — śruba ściągająca, *17* — kadłub, *18* — wirnik, *19* — tarczka sprzęgająca, *20* — sprężyna, *21* — zespół sprzęgający

największej średnicy. Tym wirującym razem z wałem korbowym zespołem jest koło zamachowe. Wydaje się, że ten klasyczny sposób usytuowania rozrusznika współpracującego z wieńcem zębatym koła zamachowego będzie jeszcze długo stosowany.

Po włączeniu zapłonu jest zasilana cewka elektromagnesu *8* (rys. 20.10) włącznika elektromagnetycznego (dawniej popularnie zwanego automatem rozrusznika). Wywołuje on ruch rdzenia *7* i obrót dźwigni *5*, co z kolei powoduje przesunięcie zespołu sprzęgającego *21* wraz z ukośnym kołem zębatym w kierunku wieńca zębatego koła zamachowego. Osiowemu przesuwowi towarzyszy obrót zespołu sprzęgającego *21* w stosunku do wałka wirnika *18*. Wywołany śrubowym wielowypustem złożony ruch (przesuw i obrót) ułatwia zazębianie małego koła rozrusznika z wieńcem zębatym. Po zazębieniu rdzeń *7* przemieszcza się dalej. Umożliwia to ściskana w tym czasie sprężyna *20*. Następuje zwarcie styku ruchomego *9* ze stykami stałymi *11*.

Dopiero w tej chwili zaczyna się zasilanie uzwojeń wzbudzania szeregowego i bocznikowego oraz wirnika. Rozrusznik napędza wał korbowy silnika. Po uruchomieniu prędkość obrotowa wału korbowego gwałtownie się zwiększa. W celu zabezpieczenia przed niepotrzebnym rozpędzeniem w tym czasie wirnika rozrusznika wprowadzono sprzęgło jednokierunkowe *2*. Wyzębianiu małego koła po przerwaniu zasilania cewki *8* pomagają także obwodowe siły międzyzębne pochodzące od wieńca zębatego, które przenoszone na zespół *21* wymuszają jego przesuw osiowy




**Rys. 20.11.** Koncepcja zintegrowanego rozrusznika i alternatora wbudowanego w kole zamachowym silnika [32]
*1* — silnik spalinowy, *2* — stojan (pakiet blach z uzwojeniem zintegrowanym ze skrzynią korbową), *3* — wirnik zwarty zamontowany na wale korbowym, *4* — obudowa skrzynki biegów

po śrubowym wielowypuście. W tym czasie rozwarty zostaje także obwód zasilania uzwojeń rozrusznika w wyniku wycofania styku ruchomego *9*.

W dobie rozwoju silników i ogólnego dążenia do ograniczenia ich masy, a także kosztów produkcji, powracają dawne pomysły wykorzystania jednej maszyny elektrycznej okazjonalnie służącej jako rozrusznik lub jako alternator. Takie rozwiązania były stosowane w silnikach o niedużej mocy już w latach międzywojennych.

Obecnie pojawia się koncepcja związana z zapowiedziami wprowadzenia instalacji 42 V, prezentowana od czasu do czasu w formie prototypowych rozwiązań, sprowadzająca się do zintegrowania trzech zespołów: alternatora, rozrusznika i koła zamachowego (rys. 20.11). Dwie maszyny elektryczne: alternator i rozrusznik pracują na zasadzie asynchronicznej odwracalnej maszyny elektrycznej trójfazowego prądu przemiennego. Wirnik o dużej średnicy zabudowany na kole zamachowym silnika pełni jednocześnie funkcję koła zamachowego. Stojan jest wbudowany w obudowie koła zamachowego. Bardzo szybki rozruch silnika pozwala na stosowanie lansowanego ostatnio wyłączania silnika podczas postoju na skrzyżowaniach, co sprzyja oczywiście zmniejszeniu emisji toksycznych składników spalin oraz oszczędzaniu paliwa. Rozpatrywana jest także możliwość wprowadzenia jeszcze jednej funkcji, a mianowicie chwilowego zwiększenia momentu obrotowego na wale korbowym silnika kosztem energii zmagazynowanej w akumulatorze. Poprawia to własności dynamiczne pojazdu bez konieczności zwiększania mocy silnika spalinowego (a więc i emisji).

21 ROZDZIAŁ

# Doskonalenie konstrukcji silnika samochodowego

Prace nad doskonaleniem silnika spalinowego trwają w sposób ciągły. Pojawiają się rozwiązania, które podobnie jak tłokowy silnik spalinowy w procesie spalania zamieniają energię chemiczną zawartą w paliwie na energię mechaniczną służącą do napędu wału silnika, a dalej pojazdu. Wielokrotnie rozwiązania te w formie dopracowanych już konstrukcji były stosowane w pojazdach samochodowych. Wyszły poza fazę prac studialnych i rozwojowych prototypów. Nie zostały rozpowszechnione w wyniku pojawiających się jeszcze trudności o różnym charakterze, ale także wobec dobrej pozycji doskonalonych od ponad stu lat ekonomicznych i niezawodnych tłokowych silników spalinowych. Przykładem mogą być dwa rozwiązania: silnik z wirującym tłokiem wynaleziony przez Feliksa Wankla w 1924 r. oraz turbinowy silnik spalinowy.

Znaczna niedogodność zamiany posuwisto-zwrotnego ruchu tłoka na ruch obrotowy wału korbowego, wprowadzającej wiele niekorzystnych obciążeń dynamicznych, niewyrównoważenie oraz opory bezwładności, inspirowała konstruktorów do zastąpienia tego mechanizmu innym, pozbawionym tych wad. Głównym celem było skonstruowanie silnika pozbawionego typowego ruchu posuwisto-zwrotnego, z zachowaniem procesu spalania ograniczonego do komory o zmieniającej się objętości. Celem dodatkowym była także chęć uproszczenia dosyć skomplikowanego mechanizmu rozrządu silnika czterosuwowego, pobierającego część mocy z wału korbowego silnika i wydatnie wpływającego na zmniejszenie sprawności mechanicznej silnika. Taka koncepcja została zrealizowana w silniku z wirującym tłokiem, zwanym od nazwiska jego twórcy silnikiem Wankla.

Podobne przyczyny inspirowały konstruktorów turbinowego silnika spalinowego. Zasada jego pracy była oparta na dalej idącej koncepcji, sprowadzającej się do wyeliminowania zamkniętej komory spalania. Przekazanie energii na wał silnika odbywa się na zasadzie wykorzystania dynamicznego oddziaływania gazów spalinowych, wytwarzanych w otwartej komorze spalania. Głównym czynnikiem przenoszącym energię są spaliny przepływające z dużą prędkością. Energia kinetyczna jest zamieniana na mechaniczną w wieńcu łopatkowym turbiny.

Wydaje się jednak, że w najbliższych dziesięcioleciach tłokowy silnik spalinowy będzie dominującym rozwiązaniem służącym do napędu pojazdów samochodowych. Świadczą o tym zaawansowane prace rozwojowe, prowadzone w celu udoskonalenia tej konstrukcji we wszystkich wiodących ośrodkach produkcyjnych i badawczych.

Wyniki prac zaskakują użytkowników. Zespoły o konwencjonalnej budowie, wydawałoby się o ustalonej już niezmiennej zasadzie działania, są zastępowane rozwiązaniami doskonalszymi. Na przykład jeszcze nie tak dawno wydawało się, że synchronizacja ruchu zaworów i wału korbowego silnika musi odbywać się w sposób czysto mechaniczny, ze względu na pewność i jednoznaczność tego powiązania. Tymczasem wszystko wskazuje na to, że w niedługim czasie zespoły te będą sprzężone elektronicznie i że będzie to rozwiązanie równie niezawodne, a wprowadzające nowe możliwości kształtowania faz rozrządu i czasoprzekrojów w czasie pracy silnika.

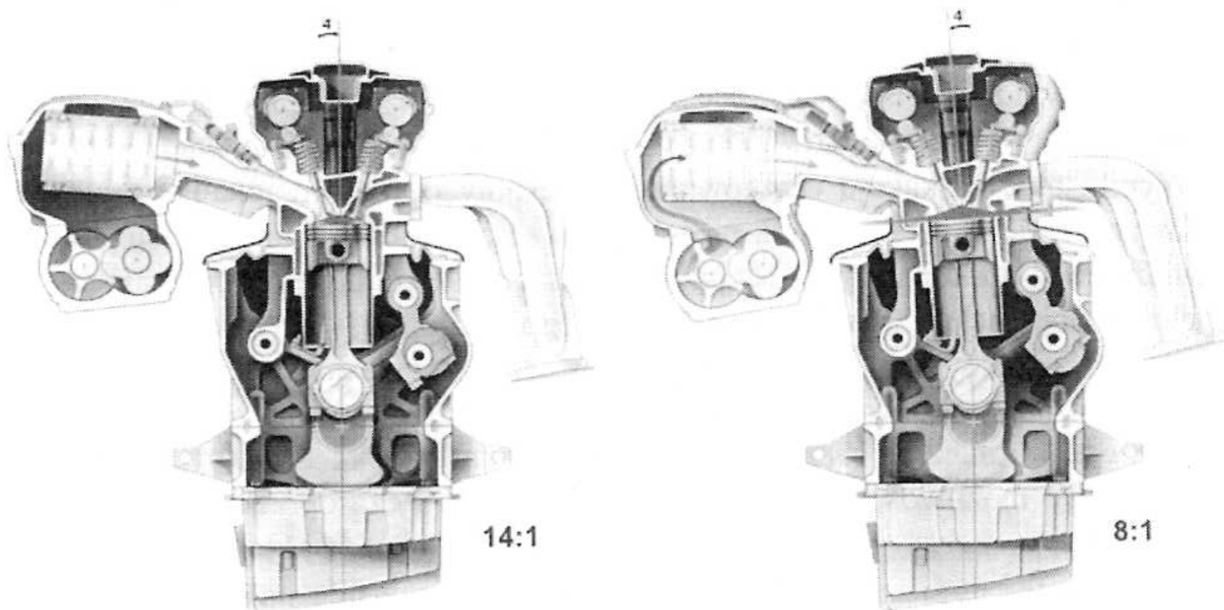
Podobnie trwałym założeniem wydawało się przyjmowanie stałej wartości stopnia sprężania w silniku. Wynikało to z konstrukcji mechanizmu tłokowo-korbowego oraz kadłuba. Okazało się jednak, że warto pokonać szereg trudności konstrukcyjnych i technologicznych, aby i ten parametr mógł być regulowany w czasie pracy silnika. Firma SAAB zaprezentowała silnik o stopniu sprężania zmiennym w zależności od obciążenia silnika. W celu zwiększenia sprawności tego silnika przy częściowych obciążeniach na ubogiej mieszance, stopień sprężania jest zwiększany do 14. Ubogie mieszanki znoszą takie wartości tego parametru bez obawy pojawienia się spalania stukowego. Zwiększeniu obciążenia towarzyszy zmniejszenie stopnia sprężania, na bieżąco kontrolowane za pomocą czujnika spalania stukowego. Jeszcze niedawno wydawałoby się, że wymagana zmiana konstrukcji silnika jest tak duża, iż nie należy się spodziewać takiego rozwiązania. Mimo to silnik o zmiennym stopniu sprężania stał się już faktem.

Daleko idące zmiany zostały wprowadzone w konstrukcji kadłuba (bloku cylindrów) i głowicy. To blok cylindrów z głowicą stanowią w tej jednostce jednolity zespół połączony z pozostałą częścią kadłuba (skrzynią korbową) wahliwymi korbowodowymi łącznikami po jednej stronie kadłuba i osią po stronie drugiej. Zespół głowicy z blokiem cylindrów jest obracany wokół osi w wyniku obrotu mimośrodowego wału przemieszczającego korbowodowe łączniki. Zmieniają się zatem odległości głowicy od GMP, zmienia się objętość komory spalania. Należało wprowadzić przeponę uszczelniającą skrzynię korbową kadłuba i układ bloku cylindrów z głowicą. Przekroje silnika SAAB pokazano na rysunku.

W podsumowaniu należy podkreślić, że kolosalny wpływ na zmianę konstrukcji silnika wywołał rozwój technik elektronicznych. W zasadzie praca wszystkich zespołów silnika jest obecnie sterowana systemami elektronicznych sprzężeń między czujnikami, sterownikami i elementami wykonawczymi. Siłą sprawczą wprowadzanych zmian jest wymuszenie ze strony ochrony środowiska, funkcjonalności i niezawodności działania.

Na koniec trzeba także zauważyć, że obok ciągłego doskonalenia konstrukcji tłokowego silnika spalinowego pojawiają się już zaawansowane nowe pomysły.

Znany od lat silnik elektryczny prądu stałego jest nadal postrzegany jako jednostka napędu pojazdu samochodowego ze względu na jego doskonałą charakterystykę.




Przekroje silnika firmy SAAB o zmiennym stopniu sprężania [64]

Na przeszkodzie powszechności zastosowania go było źródło energii. Zabudowany w pojeździe zestaw akumulatorów gwarantował zbyt mały zasięg. Zasilanie z sieci ograniczało możliwości ruchu pojazdu. Powstała koncepcja przetwarzania energii chemicznej zawartej w ciekłym paliwie (wydaje się najlepszym z punktu widzenia gęstości energetycznej) na energię elektryczną w ogniwie paliwowym. Większość znanych firm samochodowych prowadzi badania jeżdżących już prototypowych pojazdów napędzanych silnikiem elektrycznym zasilanym z ogniwa paliwowego. Z całą pewnością w niedługiej przyszłości będziemy świadkami nowych, zaskakujących rozwiązań.

# Piśmiennictwo


[1] Alperstein M., Schafer G.H., Villforth F.J.: Texaco's Stratifield Charge Engine — Multifuel, Clean and Practical. SAE Transaction, Paper 740563, 1974.

[2] Anisits F., Borgmann K., Kratochwill H., Steinparzer F.: Der neue BMW Vierzylinder Dieselmotor. Mat. firmy BMW, wyd. spec. ATZ-MTZ, 1998, Wiesbaden, F. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH 1998.

[3] Anisits F., Borgmann K., Kratochwill H., Steinparzer F.: The First Direct-Injection Eight-cylinder Diesel Engine from BMW. Mat. firmy BMW, wyd. spec. ATZ-MTZ, 1999, vol. 6, Wiesbaden, F. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1999.

[4] Bernhardt M., Dobrzyński S., Loth E.: Silniki samochodowe. Warszawa, WKŁ 1978.

[5] Carstens U.G. i in.: SOFIM. Small high speed engine. SAE Papers 810481.

[6] Chłopek Z.: Ochrona środowiska naturalnego. Seria Pojazdy samochodowe. Warszawa, WKŁ 2002.

[7] Decker G., Brandstetter W.R.: Erste Ergebnisse mit dem VW-Schichtladungsverfahren. MTZ 1973, Nr 10.

[8] Der CVCC — Motor von Honda. MTZ 1973, Nr 4.

[9] Dyszy J.: Układy wydechowe — ważna część silnika. Auto-Technika Motoryzacyjna 2000, nr 12, s. 40.

[10] Eidenböck T., Ratzberger R., Stastny J., Stütz W.: Cylinder Head with Four-valve Technology for the BMW DI Diesel Engine. Mat. firmy BMW, wyd. spec. ATZ-MTZ 1998, vol. 6, Wiesbaden, F. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1998.

[11] Fuczadži K.S., Striuk N.N.: Zaporożec — budowa, eksploatacja, naprawa. Warszawa, WKŁ 1983.

[12] Gola M.: Analiza wpływu wtryskowego zasilania silnika o ZI ciekłym butanem na zmianę jego parametrów użytecznych. Mat. konf. 27th International Scientific Conference on Combustion Engines KONES'2001.

[13] Gruden D., Lange K.: Betriebsverhalten und Abgasemission eines Verbrennungsmotor mit dem Porsche-Schichtlade-Kammer-System. MTZ 1974, Nr 10.

[14] Гуссак Л.А.: Новый принцип воспламенения и горения в двигателях. Известия Академии Наук СССР. Энергетика и транспорт 1965, № 4.

[15] Jarczewski M.: Układy zasilania gazem. Biuletyn Szkoleniowo-Informacyjny 1996, nr 3 i 5.

[16] Jędrzejowski J.: Mechanika układów korbowych silników samochodowych. Warszawa, WKŁ 1986.

[17] Judge A.W.: Modern Petrol Engines. Butler and Tanner Ltd, Great Britain 1965.

[18] Junker H., Issler W.J.: Pistons for High Loaded Direct Injection Diesel Engines. Mahle GmbH, Stuttgart.

[19] Kasedorf J.: Układy wtryskowe i katalizatory. Warszawa, WKŁ 1998.

[20] Kasedorf J.: Zasilanie wtryskowe benzyną. Warszawa, WKŁ 1989.

[21] Kolbenschmidt AG: Bearing Materials for Instationarily Loaded Bearings.

[22] Kolbenschmidt AG: Pistons and cylinders for two-stroke engines. Materiały informacyjne. Neckarsulm.

[23] Kolbenschmidt Aluminium Technologie AG: High-Pressure die Cast and Squeeze Cast Engine Block Made of Aluminium. Kolbenschmidt Pierburg AG, Neckarsulm.

[24] Kordziński Cz.: Układy wylotowe szybkobieżnych silników spalinowych. Warszawa, WKŁ 1964.

[25] Kossowski Z., Wajand J.A., Zbierski K.: Badania magnetoelektrycznego napędu zaworów rozrządu silnika spalinowego. Journal of KONES, 2001.

[26] Kossowski Z., Wajand J.A., Zbierski K.: Doświadczalny silnik spalinowy z magnetoelektrycznym rozrządem. Journal of KONES, 2001.

[27] Kowalewicz A.: Doładowanie silników spalinowych. Radom, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej 1998.

[28] Kowalewicz A.: Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych. Warszawa, WKŁ 1990.

[29] Kowalewicz A.: Tworzenie mieszanki i spalanie w silnikach o zapłonie iskrowym. Warszawa, WKŁ 1984.

[30] Lotko W.: Studium zastosowań paliw alternatywnych do silników o zapłonie samoczynnym. Radom, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji 1999.

[31] Luft S.: Studium silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego alkoholem metylowym. Monografia. Radom, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej 1997.

[32] Łęgiewicz J.: Alternator zintegrowany z rozrusznikiem. Auto-Technika Motoryzacyjna 1999, nr 11, s. 33.

[33] Łęgiewicz J.: System sterowania procesem spalania SCC. Auto-Technika Motoryzacyjna 2001, nr 1, s. 42.

[34] Maass H., Klier H., Kräfte: Moment und deren Ausgleich in der Verbrennungshraftmachine. Vien, Springer 1981.

[35] MAHLE Piston Manual. Cylinders and Cylinder Blocks. MAHLE GmbH, Stuttgart. Materiały informacyjne oparte na publikacjach:
Mahle E.: Leichtmetallzylinder. MTZ, July/August 1950,
Meier A.: Verchromte Aluminiumzylinder in luftgekühlten Motoren. MTZ, March 1953,
Meyer-Rässler E.: Hartverchromen von Aluminium. Metall 6 (1952), No. 17/18,
Meyer-Rässler E.: MAHLE-NIKASIL®, eine neue verschließfeste Schicht für Motorenteile. MAHLE Kolbeniformationen, Series 5, September 1967,
Meyer-Rässler E., Hübner H.: Weiterentwicklung der Nickeldispersionsschiten für Laufbahnen von Verbrennungsmotoren. MAHLE Technische Informationen, Series 11, 1972,
Ostermann A.: Oberflächenbehandlung von Mototenteilen. MAHLE Colloquium, May 1973.

[36] MAHLE Piston Manual. MAHLE Materials. MAHLE GmbH, Stuttgart. Materiały informacyjne oparte na publikacjach:
Aluminium-Taschenbuch. 12th edition, Düsseldorf 1963,
Bercovici S.: Untersuchung des Erstarrungsgefüges und der Eigenschaften von Aluminium-Silizium--Legierungen. Gießerei, 1980, No. 17,
Böhm H.: Aushähartung. Aluminium, 1963, No. 12,
Das Zustandsschaubild Eisen-Kohlenstoff und die Grundlagen der Wärmebehandlung des Stahles. Revised by D. Horstmann, 4th edition, Düsseldorf 1961,
Hielscher V.: Erfahrungen und Merkmale beim Gießen von Aluminium-Autorädern. Aluminium, 1978, No. 6,
Hornbogen E., Warlimont H.: Metallkunde. Eine kurze Einführung in de Aufbau and die Eigenschaften von Metallen und Legierungen. Springer, Berlin 1967,
Kaluza E.: Die Wärmebehandlung von Baustählen. Industrie-Anzeiger, 1964, No. 67-72,
Koch E.: Charakteristik von Kolbenmaterialen unter Berücksichtigung des Verschleißwerters. TH Aachen 1931,

Köhnert H.J., Kempf H.J.: Vergleich verschiedener AlSi-Gußlegierungen für Kolben. MAHLE Technische Informationen, Series 22, 1979,

Modl E.K.: Üersicht über die Behandlungsverfahren zur Herstellung von Gusseisen mit Kugelgraphit. Gießerei, 1969, No. 14,

Nickel O.: Austenitische Gusseisenwerkstoffe. Gießerei, 1964, No. 18,

Trapp H.G.: Temperguß als Konstruktionswerkstoff im Fahrzeug- und Motorenbau. Industrie--Anzeiger, 1964, No. 73,

Wellinger K., Stähli G.: Verhalten von Leichtmetallkolben-Werkstoffen bei betriebsähnlicher Beanspruchung. VDI Z, 1943, No. 41-42,

Wittmoser A.: Eisen-Kohlenstoff-Gußwerkzeuge. VDI Z, 1959 No. 20.

[37] MAN: Power and performance. Materiały informacyjne firmy MAN, München.

[38] Michałowska J.: Paliwa, oleje, smary. Warszawa, WKŁ 1983.

[39] Morawski E.: Budowa, naprawa i eksploatacja FSO Polonez. Warszawa, WKŁ 1993.

[40] Mysłowski J.: Doładowanie bezsprężarkowe silników z zapłonem samoczynnym. Warszawa, WNT 1995.

[41] Mysłowski J., Kołtun J.: Elastyczność tłokowych silników spalinowych. Warszawa, WNT 2000.

[42] Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe. Warszawa, WKŁ 1983.

[43] Nowa technologia zwycięża w Le Mans. Auto-Moto-Serwis 2000, nr 2, s. 47.

[44] Peugeot. Materiały szkoleniowe firmy Peugeot.

[45] Pierburg AG: Electrical Coolant Pumps. Kolbenschmidt Pierburg AG, Neuss.

[46] Pierburg AG: Exhaust gas recirculation. Kolbenschmidt Pierburg AG, Neuss.

[47] Promieniowe rozdzielaczowe pompy wtryskowe VR. Informator techniczny BOSCH. Warszawa, WKŁ 2000.

[48] Röhrle M.D.: Pistons for Internal Combustion Engines. MAHLE GmbH, Stuttgart 1995.

[49] Różycki A.: Analiza wpływu zasilania silnika o zapłonie iskrowym ubogimi mieszankami paliwowo-powietrznymi na niepowtarzalność kolejnych cykli pracy. Praca doktorska. Radom, Politechnika Radomska 1999.

[50] Rychter T.: ABC silnika dwusuwowego. Warszawa, WKŁ 1980.

[51] Rychter W.: Dzieje samochodu. Warszawa, WKŁ 1987.

[52] Samochody od A do Z. Red. W. Leśniak. Warszawa, WKŁ 1978.

[53] Saurer H.: Patent Nr 2635. Szwajcaria 1934.

[54] Scania: Materiały serwisowe. Scania CV AB, 1998.

[55] Scania w Polsce. Magazyn 2001, nr 1, Scania Polska SA.

[56] Shmidt G., Anistis F., Borgmann K.: BMW AG. Materiały informacyjne firmy BMW. 20th International Wiener Motorensymposium, 6-7 Mai 1998.

[57] Silnik benzynowy. Kolejne stopnie ewolucji. Auto-Technika Motoryzacyjna 1995, nr 12, s. 24.

[58] Simco A., Choma M.A., Pepko L.L.: Exhaust Emission Control by the Ford Combustion Process — PROCO. SAE Transaction, Paper 720052, 1972.

[59] Stowarzyszenie Rzeczoznawców Techniki Samochodowej i Ruchu Drogowego: Rzeczoznawca Samochodowy. Biuletyn Szkoleniowo-Informacyjny 2000, nr nr 11 i 12.

[60] Stowarzyszenie Rzeczoznawców Techniki Samochodowej i Ruchu Drogowego: Rzeczoznawca Samochodowy. Biuletyn Szkoleniowo-Informacyjny, 2001, nr 3.

[61] Stowarzyszenie Rzeczoznawców Techniki Samochodowej i Ruchu Drogowego: Rzeczoznawca Samochodowy. Biuletyn Szkoleniowo-Informacyjny 1997, nr 6.

[62] Sułek M.: Nowoczesne silniki wysokoprężne do samochodów osobowych. Auto-Technika Motoryzacyjna 1995, nr 10, s. 12.

[63] Szelichowski S.: Dwusuw — diesel revidivus. Auto-Technika Motoryzacyjna 1999, nr 12, s. 6.

[64] Szelichowski S.: Już jeżdżą. Auto-Technika Motoryzacyjna 2001, nr 1, s. 40.

[65] Szlachta Z.: Studium możliwości zastosowania zawiesiny sadzy w oleju napędowym jako paliwa do silnika wysokoprężnego. Praca habilitacyjna. Kraków, Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej, monografia nr 154, 1993.

[66] Szlachta Z.: Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi. Warszawa, WKŁ 2002.

[67] Układ wtryskowy Common Rail. Informator techniczny BOSCH. Warszawa, WKŁ 2000.
[68] Układy wtryskowe Unit Injector System/Unit Pump System. Informator techniczny BOSCH. Warszawa, WKŁ 2000.
[69] Wajand J.A., Wajand J.T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe. Warszawa, WNT 1997.
[70] Wendeker M.: Sterowanie zapłonem w silniku samochodowym. Lublin, Wydawnictwo Lubelskiego Towarzystwa Naukowego i Politechniki Lubelskiej, 1998.
[71] Werner J., Wajand J.A.: Silniki spalinowe małej i średniej mocy. Warszawa, WNT, 1966, 1983.
[72] Winnicki Z.: Naprawa samochodów Wartburg 353. Warszawa, WKŁ 1985.
[73] Wisłocki K.: Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych. Warszawa, WKŁ 1991.
[74] Wolters P., Brackhaus N.: Direct Injection for European Vehicle Applications. Auto Technology — International Magazine for Engineering, Production and Management, 2001, vol. 1.